E 3279

CONSTRUCTIA DE MAŞINI

1

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXVII • nr. 1 • IANUARIE 1975

UTILAJE DE CONSTRUCȚII

MECANOEXPORTIMPORT

VĂ OFERĂ:

- excavatoare hidraulice pe pneuri și pe șenile avînd capacități de 0,4 sau 0,6 mc. executate după licență Liebherr
- rulouri compresoare statice și vibratoare
- concasoare mobile
- concasoare granulatoare fixe, mono- sau bipendulare
- betonieră de mică sau mare capacitate
- silozuri de pietriș etc.

Pentru orice detalii tehnice sau comerciale adresați-vă la :

Specialiștii noștri stau la dispoziția dv. pentru toate informațiile și pot să vă furnizeze documentația care vă interesează, fără nici o obligație din partea dv.

E 3279

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

66

Wollen Sie, dass Ihre Erzeugnisse in Rumänien bekannt seien?

Die Zeitschrift "Construcţia de maşini" bietet Anzeigemöglichkeit in den folgenden Gebieten an:

- neue Materialien, Maschinenteile , Oberflachenschutz, Schmierung, Güte, Zuverlässigkeit, Kontrolle, Prüfung, Messanlagen;
- Schweiss- und Giessanlagen;
- Kraftanlagen (Innenverbrandsmotoren, Turbinen, Wärme - und Wasserkraftwerke, Atomkraftwerke, pneumatische Anlagen, Kompressoren, Pumpen, Heizeinheiten;
- Betriebsanlagen (Gruben-und Ölanlagen, Bau- und Wegebauanlagen, Anlagen für die chemische, Leicht-, Textil-, Nahrungsmittel-, Druck-, Papier-, Packungsmittelindustrien usw.);
- Transportmittel (Eisenbahn, Kraftwagen, Schiffe, Luftschiffe);
- Traktoren und Landwirtschaftsmaschinen ;
- Hebe- und Fördermittel;
- Paletisation, Konteinerisation, Speicherung;
- Werkzeugmaschinen; Warmbearbeitung, spannaufhebende Bearbeitung;
- Feinmechanik, Optik.

ORSZ. MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI GRELE
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI GRELE
ANUL XXVII Nr. 1 IANUARIE 1975

CUPRINS

CERCETARE-PROIECTARE ÎN DOMENIUL SCULELOR

Enache, Şt., Popescu, I. — **Contribuţii privind generalizarea sculei aşchietoare** 1
Abrudan, G. — **Metodă generalizată de proiectare a sculelor prismatice destinate prelucrării pieselor cu profil riglat.** 3
Elekes, C. — **Metodă rapidă de calcul şi de proiectare a tarozilor pentru filet metric cu „canale scurte şi suplimentare".** 7
Calea, Gh., Amza, Gh., Mircescu, I. — **Metodă de profilare a flancurilor cuţitelor-roată de modul mic ($m < 1$ mm).** 12
Băltănoiu, M., Sontea, S., Chifu, C., — **Folosirea aliajelor dure pentru prelucrarea prin aşchiere şi pentru scule cu grad înalt de uzură la întreprinderea „Electroputere" — Craiova.** 16
Rusescu, Gh., Combei, T. Brăgaru, A. — **Influenţa dispozitivului de orientare şi fixare a sculei asupra preciziei de prelucrare în sistemul tehnologic elastic.** 19
Popescu, I, Popescu, I. — **Dispozitivul pentru prinderea sculei, factor al productivităţii şi al preţului de cost ale prelucrării în sistemul tehnologic.** 23
Tîrziu, V. — **Cercetări privind sudarea prin frecare a semifabricatelor pentru scule.** 27

STUDII ŞI REZULTATE OBŢINUTE ÎN DOMENIUL SUDĂRII

Popovici, Vl. Şontea, S. — **Probleme de perspectivă privind realizarea construcţiilor sudate din aliaje de aluminiu** 32
Manolache, M, Georgescu, V., Drugescu Elena — **Rezultate experimentale privind proprietăţile mecanice ale îmbinărilor sudate ale unor aliaje de aluminiu în diferite stări de livrare.** 35
Drăgulescu Doina, Schulz, R. — **Sudarea aliajului monel pentru utilaje destinate industriei chimice.** 38
Popescu-Castellin, N. D. — **Încercarea statică şi dinamică la solicitarea de forfecare pură a îmbinărilor sudate.** 42

REALIZĂRI ALE CONSTRUCŢIEI DE MAŞINI DIN ROMÂNIA

Drăgănescu, D. — **Stand pentru sudarea termocuplelor miniatură, pentru realizarea sudării prin puncte a plăcilor de tablă şi a sîrmelor cu grosimi de la 0,5 la 1,5 mm şi pentru sudarea cu arc electric în curent alternativ monofazat.** 47
Dobrescu, Gh. — **Unele consideraţii privind aplicarea metodei figurilor tehnologice la studiul macroscopic al fenomenelor de curgere a metalului în cazul pieselor matriţate din aliaje de aluminiu.** 50
Barbu, Gr. — **Cilindru de închidere al crucii de Malta care nu prezintă pericol de blocare.** 50
Tecuşan, N. — **Din nou despre utilizarea sistemului internaţional de unităţi de măsură.** 53

Revista apare sub îndrumarea

Consiliului ştiinţific al Institutului central de cercetări pentru construcţiile de maşini

Redactor rubrică : Rodica Moldoveanu

SUMAR

CZ 621.91.02.0015

Enache, Şt., Popescu, I., **Contribuţii privind generalizarea sculei aşchietoare**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 1, p. 1

CZ 621.9.02.001.13 – 422.2

Abrudan, G. : **Metodă generalizată de proiectare a sculelor prismatice destinate prelucrării pieselor cu profil riglat**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 1, p. 3

CZ 621.99.001.24

Elekes, C. : **Metodă rapidă de calcul şi de proiectare a tarozilor pentru filet metric cu ,,canale scurte şi suplimentare".**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 1, p. 7

CZ 621.924.025 : 621.933

Calea, Gh., Amza, Gh., Mircescu, I. : **Metodă de profilare a flancurilor cuţitelor – roată de modul mic** ($m < 1$ mm).

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 1, p. 12

CZ – 669.018.25 : 621.91

Băltănoiu, M., Şontea, S., Chifu, C., Rusescu, Gh., Combei T. : **Folosirea aliajelor dure pentru prelucrarea prin aşchiere şi pentru scule cu grad înalt de uzură, la întreprinderea ,,Electroputere" – Craiova .**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 1, p. 16

CZ 621.9.02 – 229.3

Brăgaru, A., Popescu, I. : **Influenţa dispozitivului de orientare şi fixare a sculei asupra preciziei de prelucrare în sistemul tehnologic elastic.**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 1, p. 19

CZ 621.9.02 – 229.21.003 : 657.47 22

Popescu. I. : **Dispozitivul pentru prinderea sculei, factor al productivităţii şi al preţului de cost ale prelucrării în sistemul tehnologic.**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 1, p. 23

CZ 621.791.14 : 621.9.02

Tîrziu, V. : **Cercetări privind sudarea prin frecare a semifabricatelor pentru scule**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 1, p. 27

CZ 621.791 : 669.715 (09)

Popovici, Vl., Şontea, S. : **Probleme de perspectivă privind realizarea construcţiilor sudate din aliaje de aluminiu.**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 1, p. 32

CZ 621.791.05 : 669.715

Manolache, M., Georgescu, V., Drugescu Elena : **Rezultate experimentale privind proprietăţile mecanice ale îmbinărilor sudate ale unor aliaje de aluminiu în diferite stări de livrare**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 1, p. 35

CZ 621.791 : 669.245 : 66.02

Drăgulescu Doina, Schulz, R. : **Sudarea aliajului monel pentru utilaje destinate industriei chimice**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 1, p. 38

CZ 621.791 : 620,176

Popescu-Castellin, N. D. : **Încercarea statică şi dinamică la solicitarea de forfecare pură a îmbinărilor sudate**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 1, p. 42

CZ 621.791.75/.76 : 536.53

Drăgănescu, D. : **Stand pentru sudarea termocuplelor miniatură pentru realizarea sudării prin puncte a plăcilor de tablă şi a sîrmelor cu grosimi de la 0,5 la 1,5 mm şi pentru sudarea cu arc electric în curent alternativ monofazat.**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 1, p. 47

CZ 669.715 : 621.979 – 2.001.5

Dobrescu, Gr. : **Unele consideraţii privind aplicarea metodei figurilor tehnologice la studiul macroscopic al fenomenelor de curgere a metalului în cazul pieselor matriţate din aliaje de aluminiu.**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 1, p. 50

CZ 621. – 836.7

Barbu, Gh. : **Cilindru de închidere al crucii de Malta care nu prezintă pericol de blocare.**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 1, p. 50

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele din Republica Socialistă România. Redacţia la: Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini grele, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30. ; sau 50.40.90 şi 50.50.25/interior 253. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.16.17.26 BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, Sector 5, pentru revista ,,Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8.
Tiparul: Întreprinderea poligrafică ,,Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 1738.

Taxele poştale plătite în numerar pentru anul 1974, conform aprobării D. G. P. Tc nr. 137/6332/1974.

41.042

CONTENTS

DC 621.91.02.0015

Enache, Şt., Popescu, I. : **Contributions concerning generalization of cutting tools.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 1

DC 621.9.02.001.13 — 422.2

Abrudan, G. : **Generalized design method for prismatic tools for processing ruled profile parts.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 3

DC 621.99.001.24

Elekes, C. : **Fast method for calculating and designing taps for metric screwing with ,,short and supplementary canals".**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 7

DC 621.924.025 : 621.933

Calea, Gh., Amza, Gh., Mircescu, I. : **Shaping method for small modul pinion-cutters (m < 1 mm).**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 12

DC 669.018.25 : 621.91

Băltănoiu, M., Şontea, S., Chifu, C. Rusescu, Gh., Combei, T. : **Using hard alloys for metal-cutting and tools with high degree wear at the enterprise ,,Electroputere", — Craiova.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 16

DC 621.9.02 — 229.3

Brăgaru, A., Popescu, I. : **Influence of the tool orienting and fastening device on processing precission in the elastical technologic system**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 19

DC 621.9.02 — 229.21.003 : 657.47

Popescu, I. : **The tool jig, factor of productivity and cost price of the processing in the technological system.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 23

DC 621.791.14 : 621.9.02.

Tîrziu, V. : **Research relating friction welding of tool blanks**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 27

DC 621.791 : 669.715 (09)

Popovici, Vl., Şontea, S. : **Prospective problems concerning the achievement of welded structures of aluminium alloys.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 32

DC 621. 791.05 : 669.715

Manolache, M., *Georgescu, V., Drugescu Elena* : **Experimental results concerning mechanical features of welded joints of certain alnminium alloys in various delivery states.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 35

DC 621.791 : 669.245 : 66.02

Drăgulescu Doina, Schulz, R. : **Welding of monel alloy for equipment destined to the chemical industry.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 38

DC 621.791 : 620.176

Popescu-Castellin, N. D. : **Statical and dynamical test to pure shearing strain of welded joints.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 42

ACHIEVEMENTS OF CMAHINE CONSTRUCTION IN ROMANIA 47

SOMMAIRE

CD 621.91.02.0015

Enache, Şt., Popescu, I. ; **Contributions à la généralisation des outils de coupe.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 1

CD 621.9.02.001.13 — 422.2

Abrudan, Gh. ; **Méthode généralisée d'élaboration de projets d'outils prismatiques pour l'usinage des pièces aux surfaces profilées.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 3

CD 621.99.001.24

Elekes, C. : **Méthode rapide de calcul et d'élaboration de projets des tarauds pour le filet à pas métrique aux ,,cannelures courtes et supplémentaires".**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 7

CD 621.924.025 : 621.933

Calea, Gh., Amza, Gh., Mircescu, I. : **Méthode de profilage des flancs des couteaux circulaires de module réduit (*m* < 1 mm).**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 12

CD 669.018.25 : 621.91

Băltănoiu, M., Şontea, S., Chifu, C., Rusescu, Gh., Combei, T. : **Emploi des alliages durs aux usinages par coupe ainsi que pour les outils soumis à un très haut degré de détérioration, à l'usine ,,Electroputere" de Craiova.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 16

CD 621.9.02 — 229.3

Brăgaru, A., Popescu, I. : **Influence du dispositif d'orientation et de fixation des outils sur la précision d'usinage avec le système technologique élastique.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 19

CD 621.9.02. — 229.21.003 : 657.47

Popescu, I. : **Dispositif de grippage de l'outil, facteur à forte influence sur la productivité et le prix de revient de l'usinage en système technologique.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 23

CD 621.791.14 : 621.9.02

Tîrziu, V. : **Recherches sur le soudage par frottement des demiproduits pour les outils.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 27

CD 621.791 : 669.715 (09)

Popovici, Vl., Şontea, S.: **Problèmes de perspective de la réalisation de constructions soudées en alliages d'alluminium.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 32

CD 621.791.05 : 669.715

Manolache, M., *Georgescu, V., Drugescu Elena* : **Résultats expérimentaux sur les propriétés mécaniques des joints de soudage en alluminium en divers états de livraison**
Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 35

CD 621.791 : 669.245 : 66.02

Drăgulescu Doina, Schulz, R. : **Soudage du monel nécessaire dans l'industrie chimique.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, p. 38

CD 621.791 : 620.176

Popescu Castellin, N. D. : **Essai statique et dynamique sur la sollicitation de simple cisaillement aux joints de soudage**

Construcţia de Maşini 27, (1975) nr. 1, p. 42

REALISATIONS DE L'INDUSTRIE DE CONSTRUCTIONS MECANIQUES DE ROUMANIE 47

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.91.02.001.5

Енаке, Шт., Попеску, И.: **К вопросу обобщения режущего инструмента**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 1, стр. 1

ДК 621.9.02.001.13 — 422.2

Абрудан, Г.: **Обобщенный метод проектирования призаметических инструментов, предназначенных для обработки деталей с рифленным профилем.**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 1, ств. 3

ДК 621.99.001.24

Елекеш, К.: **Быстрый метод расчета и проектирования тародов для метрической нарезки с ,,короткими и дополнительными канавками".**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 1, стр. 7

ДК 621.924.025 :621.933

Каля, Г., Амза, Г., Мирческу, И.: **Метод профилирования боковой поверхности дисковых ножей с низким модулем (m<1 мм).**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 1, стр. 12

ДК 669. 018.25 : 621.91

Бэлтэною, М., Сонтя, С., Кифу, К., Русеску, Г., Комбей, Т.: **Применение твердых сплавов для обработки резанием и для инструментов с высокой степенью износа, на предприятии ,,Электропутере" — Крайова.**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 1, стр. 16

ДК621.9.02 — 229.3

Брэгару, А., Попеску, И.: **Влияние приспособления для ориентирования и закрепления инструмента на точность обработки в эластичной технологической системе.**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 1, стр. 19

ДК 621.9.02 — 229.21.003 : 657.47

Попеску, И.: **Приспособление для захвата инструмента, фактор производительности и себестоимости обработки в технологической системе.**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 1, стр. 23

ДК 621.791.14 : 621.9.02

Тырзиу, В.: **Исследование мезханической сварки полуфабрикатов для инструментов.**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 1, стр. 27

ДК 621.791 : 669.715 (09)

Попович, Вл., Сонтя, С.: **Преспективные проблемы в связи с осуществлением сварных конструкций из алюминиевого сплава.**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 1, стр. 32

ДК 621.791.05 : 669.715

Манолаке, М., Джорджеску, В., Друджеску, Елена. **Экспериментальные результаты, полученные при исследовании механических свойств сварных соединений некоторых алюминиевых сплавов в различных состояниях поставки**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 1, стр. 35

ДК 621.791 : 669.245 : 66.02

Дрэгулеску Дойина, Шульц, Р.: **Сварка Монель-метала для оборудования, предназначенного для химической промышленности.**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 1. стр. 38

ДК 621.791 : 620.176

Попеску-Костеллин, Н. Д. **Статическое и динамическое испытание на напряжение сдвига сварных соединений**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 1, стр. 42

ДОСТИЖЕНИЯ РУМЫНСКОЙ ПРОМЫШЛДЕННЛСТИ 47

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.91.02.0015

Enache, St., Popescu, I. : **Beitrag betreffs Generalisierung des Schneidwerkzeugs.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, S. 1

DK 621.9.02.001.13 — 422.2

Abrudan, G. : **Generalisierte Entwurfsmethode der prismatischen Werkzeuge für Verarbeitung von Werkstücken mit geriegeltem Profil**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, S. 3

DK 621.99.001.24

Elekes, C. : **Schnelle Ermittlungs — und Entwurfsmethode für gewindebohrer der metrischen Gewinde mit ,,kurzen und zusätzlichen Kanälen".**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, S. 7

DK 621.924.025 : 621.933

Calea, Gh., Amza, Gh., Mircescu, I. : **Profilierungsmethode der Flanken der Flügelfräser kleines Moduls** ($m < 1$ **mm**)

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, S. 12

DK 669.018.25 : 621.91

Băltănoiu, M., Şontea S., Chifu, C., Rusescu, Gh., Combei, T. : **Verwendung von Hartlegierungen für die spannabhebenden Verarbeitung und für Werkzeugen hoher Abnutzungsgrad bei der ,,Electroputere" Unternehmen, Craieva.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, S. 16

DK 621.9.02 — 229.3

Brăgaru, A., Popescu, I. : **Einfluss des Einstell- und Einspanvorrichtung des Werkzeuges auf der Verarbeitungsgenauigkeit in elastischem technologischem System.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, S. 19

DK 621.9.02. — 229.21.003 : 657.47

Popescu, I. : **Die Einspannvorrichtung des Werkzeuges, Leistungs und Selbstkostfaktor der Verarbeitung in dem technologischen System.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, S. 23

DK 621.791.14 : 621.9.02

Tîrziu, V. : **Forschung über der Reibungsschweissung der Hallfabrikaten für Werkzeuge.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, S. 27

DK 621.791 : 669.715 (09)

Popovici, VL., Şontea, S. : **Aussichtsfragen der Durchfürung von Schweisskonstruktionen von Aluminiumlegierungen.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, S. 32

DK 621.791.05 : 669.715

Manolache, M., Georgescu, V., Drugescu Elena : **Versuchsergebnisse betreffs der mechanischen Eigenschaften der Schweissverbindungen einiger Aluminiumlegierungen in verschiedenen Lieferzuständen.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, S. 35

DK 621.791 : 669.245 : 66.02

Drăgulescu Doina,Schulz, R. : **Schweissung der Monellegierung für Geräte der chemischen Industrie.**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr. 1, S. 38

DK 621.791 : 620.176

Popescu-Castellin, N.D. : **Statisches und dynamisches Versuch der Schweissverbindungen bei Scherbeanspruchung**

Construcţia de maşini 27 (1975) nr., 1 S. 42

ERRUNGERUNGEN DES MASCHINENBAUS IN RUMÄNIEN 47

CERCETARE-PROIECTARE ÎN DOMENIUL SCULELOR

CZ. 621.19.02.0015

Contribuții privind generalizarea sculei așchietoare

Conf, dr. ing **Stefănuță ENACHE**; Asist. ing. **Ioan POPESCU** – Institutul politehnic – București

În literatura de specialitate [3, 1, 5] se tratează probleme legate de generalizarea și respectiv abstractizarea sculei așchietoare. În unele lucrări [3, 5] se propune o sculă generalizată, abstractă, prin particularizarea căreia să se poată obține diferitele scule clasice și noi scule așchietoare. Trebuie remarcat faptul că scula abstractizată propusă — ,,capul portcuțite'' — [3, 5] are în vedere generalizarea părții active a sculelor, neglijînd sau trecînd pe plan secundar partea de prindere și problemele aferente prinderii pe mașina-unealtă. În altă lucrare [1] se prezintă un alt aspect al generalizării sculei așchietoare privitor la stabilirea unor relații cu caracter general pentru determinarea unghiurilor și a profilului părții așchietoare ale sculei, avînd la bază sisteme de referință legate de anumite părți invariabile ale mașinii -unelte, ale semifabricatului sau ale sculei așchietoare. În lucrările amintite se tratează deci numai probleme cu caracter de generalizare a părții active a sculelor, făcînd abstracție de partea de prindere a acestora. Dar această generalizare incompletă nu permite o abordare generală și judicioasă pe linia perfecționării proiectării sculelor așchietoare, fapt care se impune în mod deosebit, ținînd seama de necesitățile actuale și de viitor din domeniul industriei constructoare de mașini. Perfecționarea sculelor așchietoare nu poate fi realizată fără elaborarea unei teorii și a unui model cu caracter general privind partea de prindere a sculelor, care după cum se știe joacă un rol hotărîtor în capacitatea de așchiere a sculei și în realizarea unor condiții de așchiere optime.

În această lucrare, în concordanță cu teoriile existente privind generalizarea părții așchietoare [1, 3, 5], se propune un model complet al sculei așchietoare generalizate, care are în vedere și partea de prindere, respectiv și problemele prinderii sculei pe mașina-unealtă.

În figura 1 se arată scula abstractizată [3, 5] (partea așchietoare), care poate executa și mișcarea de rotație și mișcarea rectilinie (care pot fi mișcări principale de așchiere sau de avans) și care este constituită din cuțite elementare [5].

În ceea ce privește partea de prindere, se poate considera că sculele așchietoare pot avea șapte tipuri de suprafețe de orientare caracteristice [4], cu diverse frecvențe de utilizare: plană, cilindrică exterioară lungă, cilindrică exterioară scurtă, cilindrică interioară lungă, cilindrică interioară scurtă, conică exterioară lungă și conică interioară lungă. Dacă în cazul sculei generalizate din figura 1 se prevede partea de prindere cu toate suprafețele de orientare caracteristice menționate, atunci se poate ajunge la scula generalizată din figura 2, care permite orice posibilități de prindere în dispozitive sau direct pe mașinile-unelte figură, din care se vede că scula generalizată poate fi prevăzută cu unul sau mai multe cuțite elementare dispuse la același nivel sau la niveluri diferite, radial sau axial [5]. Pentru simplificarea la maximum a reprezentării sculei generalizate (abstracte) se pot utiliza unele elemente ale simbolizării generalizate a orientării și fixării sculelor așchietoare [4]. Ca urmare, partea activă a sculei va fi reprezentată prin ,,cuțitul elementar'' [3], iar partea de prindere prin simbolurile corespunzătoare formelor

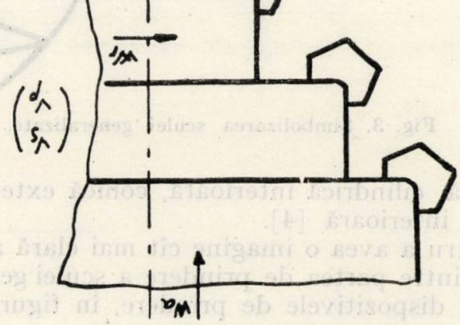


Fig. 1. Sculă abstractizată .

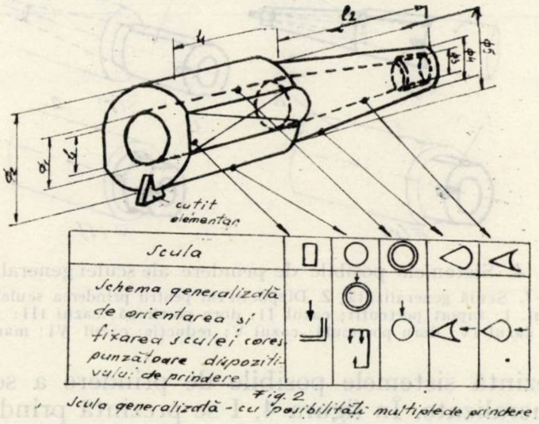

l1
l2
Φ3
Φ4
Φ5
d1
d2
d3
cutit elementar
Scula
Schema generalizată de orientarea și fixarea sculei corespunzătoare dispozitivului de prindere
Fig. 2
Scula generalizată - cu posibilități multiple de prindere

Fig. 2. Sculă generalizată cu posibilități multiple de prindere.

constructive posibile ale acesteia, conform figurii 3. Simbolurile referitoare la partea de prindere din figura 3 înseamnă în ordine suprafețele de orientare caracteristice : plană, cilindrică exterioară, cilindrică interioară, conică exterioară, conică interioară [4].

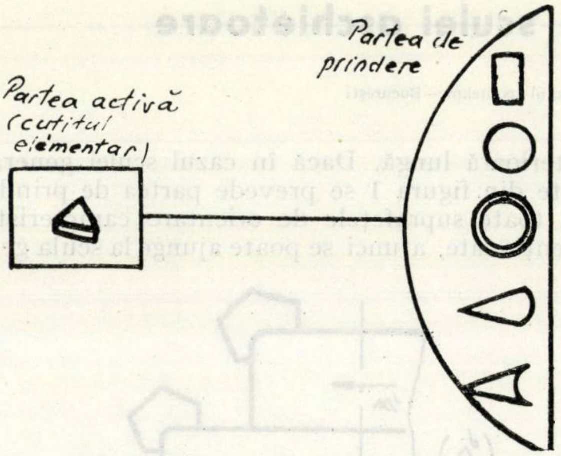


Fig. 3. Simbolizarea sculei generalizate.

Pentru a avea o imagine cît mai clară a legăturii dintre partea de prindere a sculei generalizate și dispozitivele de prindere, în figura 4 se prezintă sistemele posibile de prindere a sculei generalizate. În figura 4, I se prezintă prinderea într-un suport port cuțit, în figura 4, II — prinderea pe dorn cilindric, în figura 4, III — prinderea în bară cu alezaj cilindric, în figura 4, IV — prinderea pe dorn conic, în fig. 4, V — prinderea în reducție cu alezaj conic, iar în figura 4, VI prinderea în mandrine cu bucșe autocentrante. Exemplele constructive prezentate în figura 4 (I — VI) sînt exemple tipice corespunzătoare celor șase sisteme de orientare și fixare a sculelor așchietoare pe mașinile-unelte /4/.

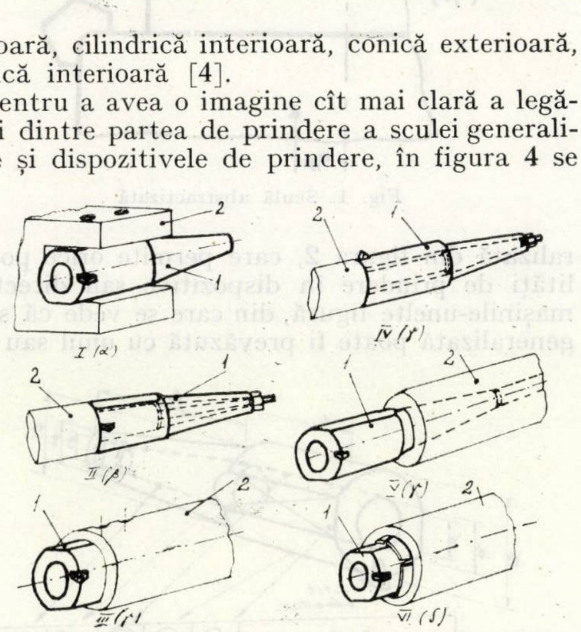


Fig. 4. Sistemele posibile de prindere ale sculei generalizate.

1. Sculă generalizată; *2.* Dispozitivul pentru prinderea sculei. Cazul I: suport portcuțit; cazul II: dorn portfreză; cazul III: reducție; cazul IV: dorn portsculă; cazul V: reducție; cazul VI: mandrină

Se observă că scula generalizată propusă se poate prinde în orice tip de dispozitiv de prindere a sculei, chiar sub forma generală prezentată în figura 2. Dacă se va face apel la particularizarea sa pe baza caracteristicilor dimensionale generale l_{1-3}, $\varnothing_{1-5}$ (fig. 2) se va putea deduce orice tip particular de sculă [2, 1], conform tabelului 1. Substituirea reciprocă a sculelor particulare prin scula generalizată se dovedește a fi perfect valabilă din orice punct de vedere.

Tabelul 1

Scule cu suprafețe de orientare plane (cuțite etc.)	$l_2 = 0,\ \varnothing_1 = 0$
Scule cu coadă cilindrică lungă (burghie, freze etc.)	$l_2 = 0,\ \varnothing_1 = 0,\ l_3 = 0$
Scule cu alezaj cilindric lung (freze, cuțite disc etc.)	$l_2 = 0,\ l_3 = 0$
Scule cu coadă conică lungă (burghie, freze etc.)	$l_1 = 0,\ \varnothing_1 = 0,\ \varnothing_3 = 0$
Scule cu alezaj conic lung (alezoare, adîncitoare etc.)	$l_1 = 0, \varnothing_5 = \varnothing_2 = \varnothing_4$

Sculele cu coadă cilindrică scurtă sau cu alezaj cilindric scurt sînt cazuri particulare ale sculelor cu coadă cilindrică lungă, respectiv alezaj cilindric lung ($l_1 < \varnothing_2$, respectiv $l_1 < \varnothing_1$).

Concluzii

Pe baza celor arătate și a altor studii efectuate de autori, rezultă următoarele concluzii :

1) Scula generalizată prezentată în figura 2 permite obținerea oricărui tip particular de sculă ; se poate remarca o dublă generalitate a sculei și anume :

a) Scula generalizată poate executa orice fel de prelucrări (strunjiri, frezări, găuriri, filetări etc.) cu orice tip de mișcări principală și de avans [5].

b) Scula generalizată propusă poate fi prinsă în diverse modalități, corespunzător oricărui sistem de orientare și fixare [4].

2) Adaptarea sculei generalizate propuse permite dezvoltarea teoriei proiectării sculelor, deoarece pe baza acesteia se pot deduce noi tipuri constructive de scule, diferite de cele cunoscute în ceea ce privește zona de prindere. Astfel de scule sînt : cuțite de strunjit sau de rabotat cu coadă conică, tarozi cu coadă conică, freze cu alezaj conic etc., care pot prezenta avantaje în exploatare.

3) Prin considerarea posibilităților de prindere se poate aborda în mod unitar problema preciziei orientării și fixării sculelor așchietoare în sistemul de referință al mașinilor-unelte, funcție de orice sistem de prindere transpus pe scula generalizată.

4) Cercetarea unitară a problemelor orientării și fixării sculelor așchietoare poate fi făcută în mod rațional pe patru modele /α, β, γ, δ (fig. 4)/,

corespunzător sistemelor de orientare și fixare: prin reazeme cu suprafețe active plane — α, prin reazeme cu suprafețe active cilindrice exterioare (interioare) — β, prin reazeme cu suprafețe active conice exterioare (interioare) — γ, și prin reazeme autocentrante — δ.

În urma studiului comparativ al modelelor (cuplelor) α, β, γ, δ, se poate determina sistemul optim de orientare și fixare a sculelor sub aspectul preciziei, rigidității, al timpului de schimbare și al economicității. Precizăm că studiul generalizat poate fi abordat pe baza modelelor α, β, γ, δ sau I — VI.

5) Modelul sculei așchietoare propuse prezintă cel mai înalt grad de generalizare și poate constitui un instrument util în dezvoltarea teoriei și practica proiectării, fabricării și exploatării sculelor așchietoare.

BIBLIOGRAFIE

1. *Duca, Z.* — Teoria sculelor așchietoare. Editura tehnică, București, 1968
3. *Enache, Șt.* — Tehnologia sculelor așchietoare. Editura tehnică, București, 1964.
3. *Lăzărescu, I.* — Abstractizarea sculei așchietoare. Teză de doctorat, Institutul politehnic — București, 1969
4. *Popescu, I.* — Analiza generalizată a schemelor de orientare, fixare și antrenare a sculelor așchietoare pe mașini-unelte. În: Standardizarea română, nr. 5/1973.
5. * * * — Manualul inginerului mecanic, Editura tehnică, 1972.

CZ. 621.9.02.001.13 — 422.2

Metoda generalizată de proiectare a sculelor prismatice destinate prelucrării pieselor cu profil riglat

Conf. dr. ing. **Gligor ABRUDAN** — Institutul politehnic — Cluj

În lucrările [2, 3, 4, 5, 6, 7] ș.a., sînt prezentate metode particulare de proiectare a sculelor prismatice destinate profilării fiecărui tip de suprafață riglată, fapt care îngreuiază posibilitățile de proiectare ale acestora.

În această lucrare, pe baza unei sinteze a metodelor existente, autorul prezintă o metodă generală proprie de proiectare care poate fi ușor particularizată pentru fiecare tip de suprafață riglată, aparținătoare pieselor profilate cerute de practică.

Pentru a cuprinde în calculul analitic posibilitatea generalizării metodei de proiectare, se va lua în considerare generarea unui elicoid convolut conic și comprimat Σ (fig. 1)*, a cărui dreaptă generatoare $M_{1\lambda}\,M_{2\lambda}$ face un unghi θ cu secțiunea axială a suprafeței. În acest caz, dreapta generatoare a suprafeței Σ este materializată practic de muchia tăișului sculei prismatice (acest tăiș rectiliniu poate să aparțină și unui cuțit de strung obișnuit). Ca urmare, dreapta generatoare $M_{1\lambda}\,M_{2\lambda}$ va genera suprafața elicoidului Σ în urma suprapunerii relative a următoarelor trei mișcări:

a — o mișcare de rotație în jurul axei *Oz*, respectiv în jurul axei piesei;
b — o mișcare rectilinie de-a lungul axei *Oz*, respectiv o mișcare de avans paralelă cu axa piesei, și
c — o mișcare radială față de axa *Oz* conform săgeții 1 (la unele suprafețe această mișcare este materializată la operația de detalonare).

Suprafața Σ_0 corespunde unei suprafețe elicoidale convolute cilindrice, generată numai prin compunerea primelor două mișcări, respectiv

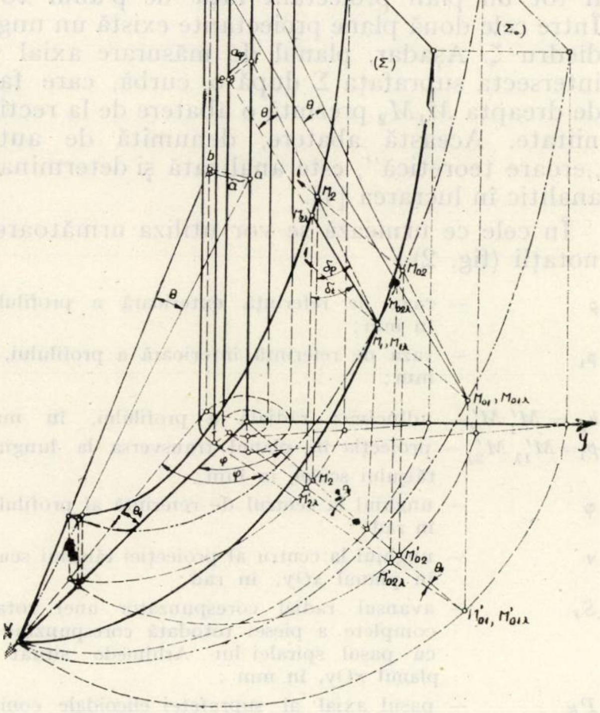


Fig. 1. Generarea elicoidului convolut, conic și comprimat.

---

* Suprafața poate fi asimilată cu un flanc al unui melc conic nearhimedic sau cu un flanc al unui filet conic prelucrat cu un cuțit avînd unghiul de degajare pozitiv.

avansul radial al dreptei generatoare va fi zero. În acest caz, dreapta generatoare a suprafeței Σ_0 va fi $M_{01\lambda}\, M_{02\lambda}$, totdeauna tangentă la același cilindru director de rază constantă. În schimb, dreapta generatoare $M_{1\lambda}\, M_{2\lambda}$ va fi tangentă la cercuri directoare de raze variabile a_φ, a căror mărime depinde de unghiul de referință φ, raza ρ, și adîncimea de detalonare K, respectiv pasul spiralei lui Arhimede S_r.

Așa cum rezultă din principiile generării suprafețelor profilate în general, planul feței de degajare a sculei – din cauza geometriei acesteia $\alpha_1 > 0°$ și $\gamma_1 \neq 0°$ – nu se găsește în planul axial al piesei, fapt care face ca unghiul de înclinare al profilului piesei δ_p, măsurat față de axa Oz, să difere ca mărime de unghiul de înclinare al tăișului sculei δ_t, măsurat tot față de axa Oz (axa Oz materializează axa piesei). Ca urmare, dacă se determină pe cale analitică legătura geometrică dintre unghiurile δ_t și δ_p – în funcție de parametrii inițiali – va rezulta metoda de proiectare propusă.

În scopul simplificării calculelor analitice – respectiv a măririi posibilităților de utilizare practică a rezultatelor obținute – se va utiliza în calcul un sistem de axe ortogonale tridimensionale în coordonate cilindrice.

Din suprafața elicoidală riglată convolută și conică (fig. 1), avînd înfășurarea elicoidului pe dreapta, iar generatoarea suprafeței Σ unghiul de pantă negativ, în figura 2 se ia o porțiune în care fața de degajare a sculei împreună cu tăișul său face parte din planul proiectat $M_{1\lambda}\, M_{2\lambda}\, M'_{2\lambda}\, M'_{1\lambda}$ față de planul xOy. Planul de măsurare a profilului piesei se consideră ca de obicei planul axial $M_1\, M_2\, M'_2\, M'_1$, respectiv, acesta va fi tot un plan proiectant față de planul xOy. Între cele două plane proiectante există un unghi diedru ζ. Așadar, planul de măsurare axial va intersecta suprafața Σ după o curbă, care față de dreapta $M_1 M_2$ prezintă o abatere de la rectiliniitate. Această abatere, denumită de autor „eroare teoretică", este analizată și determinată analitic în lucrarea [1].

În cele ce urmează se vor utiliza următoarele notații (fig. 2) :

ρ – raza de referință exterioară a profilului, în mm ;

ρ_1 – raza de referință interioară a profilului, în mm ;

$h_p = M'_1\, M'_2$ – adîncimea radială a profilului, în mm ;

$p_1 = M'_{1\lambda}\, M'_{2\lambda}$ – proiecția în planul transversa la lungimii tăișului sculei, în mm ;

φ – unghiul la centrul de referință al profilului, în rad ;

ν – unghiul la centru al proiecției tăișului sculei în planul xOy, în rad ;

S_r – avansul radial corespunzător unei rotații complete a piesei totodată corespunzînd și cu pasul spiralei lui Arhimede situat în planul xOy, în mm :

P_E – pasul axial al suprafeței elicoidale conice, respectiv cilindrice, în mm ;

$h = \dfrac{P_E}{2\pi}$ – pasul axial al elicoidului corespunzător unghiului la centru de 1 rad., în mm rad ;

$\rho_{1\lambda}$ și ρ_1 – raza exterioară efectivă a elicoidului generat, în mm ;

$\rho_{2\lambda}$ și ρ_2 – raza interioară efectivă a elicoidului generat, în mm ;

δ_p – unghiul de înclinare a profilului ideal *) al piesei considerat în planul de măsurare axial, în grade ;

δ_t – unghiul de înclinare al tăișului sculei măsurat față de axa Oz a piesei, în grade ;

γ_1 – unghiul de degajare a sculei considerat în secțiunea frontală, în grade.

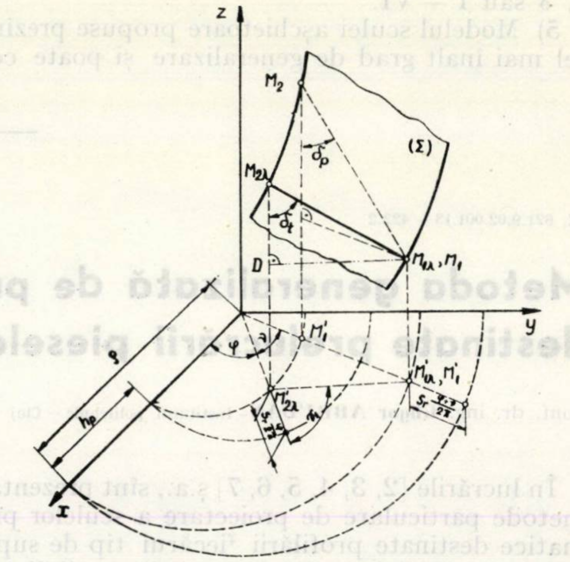


Fig. 2. Reprezentarea spațială a unei porțiuni de suprafață elicoidală, convolută, conică și comprimată, avînd coefieienții $\mu = +1$, $\mu_1 = +1$ și $\mu_2 = +1$.

Analizînd figura 2, razele corespunzătoare punctelor M_1, $M_{1\lambda}$, $M_{2\lambda}$ și M_2 vor fi date relațiile :

$$\rho_1 = \rho_{1\lambda} = \rho - \mu_2 S_r \frac{\varphi - \nu}{2\pi}, \tag{1}$$

$$\rho_2 = \rho - h_p - \mu_2 S_r \frac{\varphi + \nu}{2\pi}, \tag{2}$$

$$\rho_{2\lambda} = \rho - h_p - \mu_2 S_r \frac{\varphi}{2\pi}, \tag{3}$$

în care coeficientul μ_2 s-a introdus în vederea generalizării relațiilor (1), (2) și (3) pentru toate tipurile de elicoizi.

Se va lua :

$\mu_2 = +1$ pentru elicoidul conic comprimat (cazul din figurile 1 și 2) ;

$\mu_2 = -1$ pentru elicoidul conic extins față de sensul axei Oz, și

$\mu_2 = 0$ pentru elicoidul cilindric (la care razele ρ=const.).

---

* Prin profilul ideal al piesei se va înțelege un profil a cărui eroare teoretic este nulă.

Relațiile pentru calculul parametrlior p_1 și ν sînt cele cunoscute din literatura de specialitate, adică

$$p_1 \sqrt{\rho_{1\lambda}^2 - (\rho_{2\lambda} \sin \gamma_1)^2} - \rho_{2\lambda} \cos \gamma_1, \text{ și} \tag{4}$$

$$\nu = \arc \sin \left(\frac{p_1}{\rho_{1\lambda}} \sin \gamma_1 \right). \tag{5}$$

Bazîndu-ne pe proprietățile suprafețelor elicoidale cu pas constant [1 și 6], cotele punctelor $M_{1\lambda}$, $N_{2\lambda}$, M_1 și M_2 (fig. 2) au următoarele valori :

$$z_{1\lambda} = \mu h(\varphi + \nu), \tag{6}$$

$$z_{2\lambda} = z_{1\lambda} + \mu_1 p_1 \operatorname{ctg} \delta, \tag{7}$$

$$z_1 = z_{1\lambda}, \tag{8}$$

$$z_2 = z_1 + \mu_1 h_p \operatorname{ctg} \delta_p. \tag{9}$$

Mai sus s-au introdus coeficienții μ și μ_1, în scopul generalizării relațiilor (6), (7), (8) și (9), pentru toate tipurile de elicoizi riglați. Acești coeficienți au valorile :

$\mu = +1$ pentru elicoidul a cărui înfășurare este pe dreapta (conform figurei 2) ;
$\mu = -1$ pentru elicoidul a cărui înfășurare este pe stînga și
$\mu = 0$ pentru elicoidul a cărui înfășurare este zero. Ca urmare, elicoidul se degenerează într-o suprafață a cărui profil poate fi : inelar — cînd $s_r = 0$ sau detalonat radial — cînd $s_r > 0$ și respectiv :
$\mu_1 = +1$ pentru elicoidul a cărui dreaptă generatoare ($M_{1\lambda} M_{2\lambda}$) are coeficientul unghiular negativ (corespunde cazului din figura 2) ;
$\mu_1 = -1$ pentru elicoidul a cărui dreaptă generatoare are coeficientul unghiular pozitiv și
$\mu_1 = 0$ pentru elicoidul a cărui dreaptă generatoare este situată într-un plan normal pe axa Oz, adică unghiul $\delta_t = \delta_p = 90°$.

În concluzie, numărul elicoizilor riglați — determinați de forma profilului — este dat de numărul de combinări posibile a coeficienților μ, μ_1 și μ_2 luați cîte trei, ceea ce corespunde cu 27 de tipuri de suprafețe (tabelul 1), dintre care 18 tipuri elicoizi — cînd $P_E > 0$ — și nouă tipuri de suprafețe degenerate din elicoizi — cînd $P_E = 0$. Ca urmare, relațiile de calcul cuprinse în prezenta lucrare sînt valabile pentru oricare suprafață riglată aparținînd celor 27 de tipuri de suprafețe posibile.

Observații :

1. — Suprafața tip 3 aparține unei suprafețe riglate corespunzătoare flancului unui filet cilindric cu profil pătrat, avînd înfășurarea elicoidului pe dreapta.
2. — Idem, pentru suprafața tip 6, avînd înfășurarea elicoidului pe stînga.
3. — Suprafețele tip 9, 12, 15 și 18 au același sens fizic cu suprafețele tip 6, cu deosebirea că se referă la filete conice.
4. — Suprafețele tip 21, 24 și 27 corespund fiecare unei suprafețe riglate degenerate într-un plan normal pe axa Oz.
4. — Suprafețele tip 21, 24 și 27 corespund fiecare unei suprafețe-riglate degenerate într-un plan normal pe axa Oz.

În ceea ce privește determinarea unghiului de înclinare al tăișului sculei δ_t, în funcție de parametrii dați inițial, se consideră cotele punctelor M_1 și M aceleași — rezultate din relațiile (7) și (9), adică :

$$z_{1\lambda} = z_{2\lambda} - \mu_1 p_1 \operatorname{ctg} \delta_t, \tag{10}$$

$$z_1 = z_2 - \mu_1 h_p \operatorname{ctg} \delta_p, \tag{11}$$

Tabelul 1

Corespondența dintre valorile coeficienților μ, μ_1, μ_2 și tipul suprafețelor riglate

Suprafața				Dreapta generatoare are :	μ	μ_1	μ_2	Elicoid „Tip[2])"	Suprafața „Tip..."
Elicoid ($P_E > 0$)	cilindric		drept [2]	coeficientul unghiular cu semnul	—	+1	+1	0	1	
					+	+1	−1	0	2	
					0	+1	0	0	3	
			stîng	,,	—	−1	+1	0	4	
					+	−1	−1	0	5	
					0	−1	0	0	6	
	conic	comprimat	drept	,,	—	+1	+1	+1	7	
					+	+1	−1	+1	8	
					0	+1	0	+1	9	
			stîng	,,	—	−1	+1	+1	10	
					+	−1	−1	+1	11	
					0	−1	0	+1	12	
		extins	drept	,,	—	+1	+1	−1	13	
					+	+1	−1	−1	14	
					0	+1	0	−1	15	
			stîng	,,	—	−1	+1	−1	16	
					+	−1	−1	−1	17	
					0	−1	0	−1	18	
Cuțit prafilat ($P_E = 0$)	spiral		zero	,,	—	0	+1	+1	19	
					+	0	−1	+1	20	
					0	0	0	+1		21
				,,	—	0	+1	−1		22
					+	0	−1	−1		23
					0	0	0	−1		24
	disc		zero	,,	—	0	+1	0		25
					+	0	−1	0		26
					0	0	0	0		27

1 — Convențional, fiecare elicoid va fi numerotat în lucrare de la Tip 1 la Tip 27, funcție de natura suprafeței riglate.
2 — Semniifcația cuvintelor : drept, stîng sau zero se referă la direcția de înfășurare a elicoidului față de axa *Oz*

Din egalarea acestor două relații rezultă :

$$\operatorname{ctg} \delta_t = \frac{\mu_1 h_p \operatorname{ctg} \delta_p - (z_2 - z_{2\lambda})}{\mu_1 p_1}, \tag{12}$$

în care

$$z_2 - z_{2\lambda} = \mu h \nu.$$

Prin urmare, în final va rezulta expresia :

$$\operatorname{ctg} \delta_t = \frac{\mu_1 h_p \operatorname{ctg} \delta_p - \mu h \nu}{\mu_1 p_1}. \tag{13}$$

În cazul utilizării sculelor cu unghiuri de degajare pozitive (a se compara figura 2 cu figura 3), unghiul ν va suferi o modificare de semn ; respectiv deformarea în direcție axială a profilului sculei, situat în planul feței de degajare, se inversează ca sens. Ca urmare, relația generală (13) devine

$$\operatorname{ctg} \delta_t = \frac{\mu_1 h_p \operatorname{ctg} \delta_p + \mu h \nu}{\mu_1 p_1}. \tag{14}$$

Relațiile generale (13) și (14) stau la baza proiectării sculei pentru fiecare suprafață riglată, ceea ce permite calculul în general a unghiului de înclinare al tăişului sculei δ_t în raport cu unghiul de înclinare al profilului piesei δ_p. Aceste relaţii sînt generale, prin faptul că au în componenţa lor coeficienţii generali μ, μ_1 şi μ_2 (valoarea μ_2 este cuprinsă în relaţiile premergătoare calculului parametrilor p_1 şi ν).

Metoda generală de proiectare prezentată în lucrare constituie un model matematic, cu posibilităţi de programare pe maşini electronice de calcul cuprinzînd posibilitatea proiectării fiecărei scule prismatice în parte, necesară prelucrării oricărui profil riglat existent în tabelul 1.

Pentru exemplificare se consideră un caz particular, respectiv proiectarea unui cuţit profilat prismatic, destinat prelucrării filetului $M20$ (fig. 3). Succesiunea de calcul este prezentată în tabelul 2.

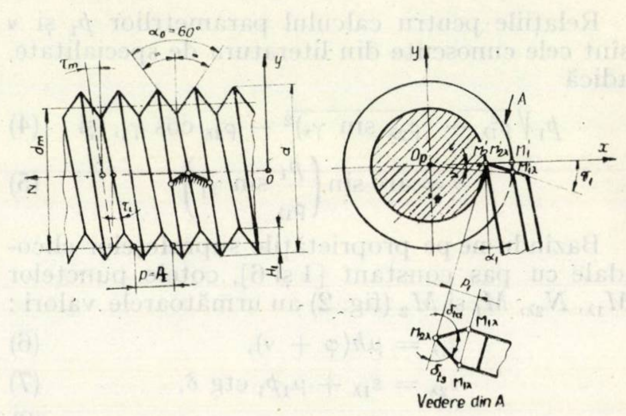


Fig. 3. Reprezentarea legăturii geometrice dintre profilul din faţa de degajare a sculei şi profilul din secţiunea axială a piesei.

Exemplu de calcul *Tabelul 2*

Piesa: Filet metric M 20

Scula: Cuţit prfilat prismatic

Nr. desen piesă: fig. 3 — Nr. desen sculă: fig. 3

A. Date iniţiale de proiectare

Denumirea elementului	Notaţia	Valoarea	U/M	Denumirea elementului	Notaţia	Valoarea
Diamerul nominal	d	20	mm	Pentru flancul drept :		
Diamtetrul mediu	d_m	18,3762	mm	Coeficientul	μ	+1
Înălţimea filetului	$h_p = H_1$	1,533	mm	Coeficientul	μ_1	+1
Pasul filetului	p	2,5	mm	Coeficientul	μ_2	0
Nr. de începuturi	i_p	1	—	Pentru flancul stîng :		
Unghiul între flancuri	α_0	60	grad	Coeficientul	μ	+1
Unghiul de deg. front.	γ_1	10	grad	Coeficientul	μ_1	—
				Coeficientul	μ_2	10

B. Calculul profilului sculei

B.1. Parametrii comuni

Nr. crt.	Dsnumirea elementului	Notaţia	Relaţia de calcul	Valoarea	U/M
1	Raza exterioară	ρ_1	(1)	10	mm
2	Raza interioară	ρ_2	(2)	8,647	mm
3	Lungimea proiecţiei tăişului	p_1	(4)	1,370992	mm
4	Unghiul la centru al tăişului	ν	(5)	1°21′51″	grad
				0,023809	rad

B.2. Parametrii aferenţi tăişurilor

Nr. crt.	Denumirea elementului	Relaţia de calcul	Parametrii aparţinători tăiusului				U/M
			dreapta		stinga		
			Notaţia	Valoarea	Notaţia	Valoarea	
5	Unghiul de înclinare a tăişului	(14)	δ_{td}	60°01′44″	δ_{ts}	60°37′35″	grad

BIBLIOGRAFIE

1. *Abrudan, Gl.* Generalizarea metodei de determinare a erorilor de profil rezultate la prelucrarea pieselor cu scule profilate. Teză de doctorat Cluj, 1971.
2. *Alekseev, G. A. ş. a.* Calculul şi construcţia sculelor aşchietoare (traducere din limba rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1953.
3. *Darmanciev, S. K.* Fasonnîe rezţî. Leningrad, Edit. Maşinostroenie, 1968.
4. *Lăzărescu, I. D.* Calculul şi construcţia sculelor aşchietoare. Bucureşti, Editura tehnică, 1961 şi 1962.
5. *Lăzărescu, I. D.* Teoria aşchierii şi proiectarea sculelor Editura didactică pedagogică, Bucureşti, 1964.
6. *Liukşin, V. S.* Rasciot profilei convoliutnîh cerviakov. În : Stanki i instrument, nr. 10/1957.
7. *Semencenko, I. I.* ş. a. Proiectirovanie metalorejuscih instrumentov. Moskva, Maşghiz, 1963.

* * *

CZ. 621.99.001.24

Metoda rapidă de calcul şi de proiectare a tarozilor pentru filet metric cu „canale scurte şi suplimentare"

Ing. **Carol ELEKES**—Şef grupă proiectări scule — Intreprinderea de strunguri — Arad

1. Consideraţii generale

Tarodarea este cea mai utilizată metodă de prelucrare a filetelor interioare, iar pînă la diametrul filetului de 10 mm este chiar unică. Domeniul de aplicabilitate se extinde chiar pînă la diametrul filetului de 52 mm.

Precizia de execuţie dimensională a filetelor realizată prin tarodare este mai mare ca prin strunjire, deoarece în cuplul cinematic (tarod-piesă) în urma mişcării clasice de rototranslaţie dimensiunile stabile ale flancurilor filetului tarodului se copiază pe pereţii găurii piesei.

În principiu, tarodul este un şurub prevăzut cu canale longitudinale (drepte sau elicoidale) necesare formării dinţilor aşchietori şi evacuării aşchiei. În procesul de tarodare, aşchierea propriu-zisă (după schemele clasice) are loc pe porţiunea conului de aşchiere a tarodului, creînd posibilitatea executării filetului prin desprinderea succesivă a aşchiei de la un dinte la altul. Partea cilindrică a tarodului serveşte pentru conducere şi calibrare. Din punct de vedere cinematic, pentru realizarea tarodării este nevoie de o mişcare de rotaţie forţată, iar mişcarea de avans trebuie să fie forţată numai la început.

2. Forma constructivă a tarodului

Soluţia constructivă a tarodului pentru filet metric cu „canale scurte şi suplimentare", prezentată la nivel de desen de execuţie în figurile 1 a, 1 b şi 1c, are următoarele particularităţi faţă de soluţiile clasice cunoscute :

— Canalele scurte (elicoidale) de evacuare a aşchiei (figura 1 a şi c) a cărui unghi de înclinaţie β_d (totdeauna în sens opus filetului) asigură eliminarea aşchiei din direcţia avansului.

— Canalele suplimentare drepte de dimensiunea $f \times t$ aşezate în prelungirea canalelor scurte, pe porţiunea de calibrare a tarodului (figura 1 a şi c), servesc la conducerea lichidului, adunarea murdăriei şi evitarea gripării.

— Tarodul este detalonat numai pe diametrul exterior al conului de aşchiere (figura 1 b), iar flancul filetului nu se detalonează. Pentru evitarea frecărilor filetul pe porţiunea de calibrare se execută cu o conicitate inversă (figura 1 a şi b).

3. Determinarea parametrilor constructivi ai profilului filetului

Elementele profilului filetului piesei sînt reprezentate în figura 2, în care ;

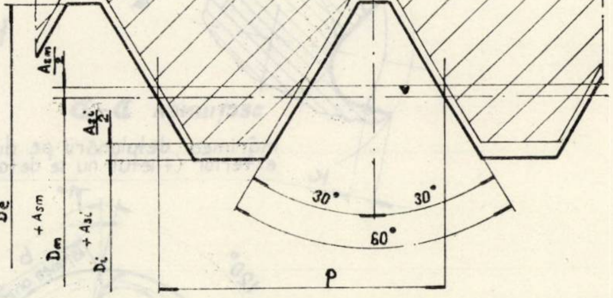


Fig. 2

D_e este diametrul exterior nominal al piesei (şi minim),
A_{se} — abaterea superioară a diametrului exterior, nestandardizată,
D_m — diametrul mediu nominal al piesei (şi minim),
A_{sm} — abaterea superioară a diametrului mediu,
D_i — diametrul interior nominal al piesei (şi minim),
A_{si} — abaterea superioară a diametrului interior,
p — pasul în secţiunea axială a profilului filetului,
30° (60°) — semiunghiul (unghiul) profilului,

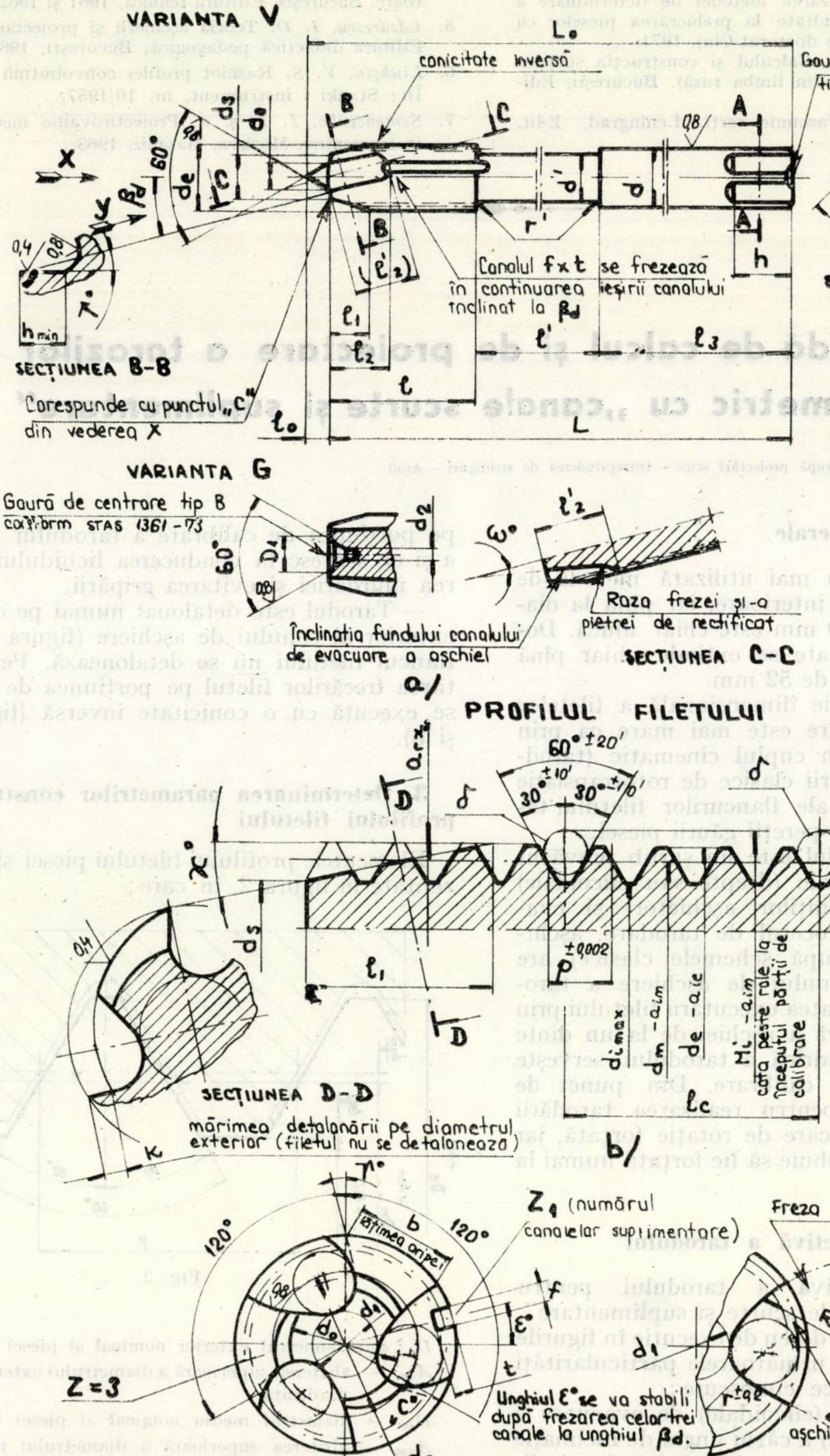

VARIANTA V
conicitate inversă
Gaură de centrare tip B conform STAS 1361-73
Canalul f x t se frezează în continuarea ieșirii canalului înclinat la β_d
SECȚIUNEA A-A
SECȚIUNEA B-B
Corespunde cu punctul „C" din vederea X
VARIANTA G
Gaură de centrare tip B conform STAS 1361-73
Înclinația fundului canalului de evacuare a așchiei
Raza frezei și a pietrei de rectificat
SECȚIUNEA C-C
a/
PROFILUL FILETULUI
60°±20'
30°±10'
30°±10'
SECȚIUNEA D-D
mărimea detalonării pe diametrul exterior (filetul nu se detalonează)
cota peste role la încheiul părții de calibrare
b/
Z_s (numărul canalelor suplimentare)
lățimea aripei
Z=3
Unghiul ε° se va stabili după frezarea celor trei canale la unghiul β_d
Freza de gradul II
Canalul de evacuare a așchiei în adevărata mărime
VEDERE DIN X
VEDERE DIN Y
c/

Fig. 2

Dimensiunile limită (respectiv dimensiunile nominale și abaterile) ale elementelor profilului filetului piesei, pentru organele de asamblare de uz general (ajustajul 6H/6g), sînt date în STAS 8164–68.

Parametrii constructivi ai profilului filetului tarodului sînt prezentați în figura 1, b.

3.1. *Stabilirea diametrului mediu d_m.*

Pentru calculul diametrului mediu se utilizează relația :

$$d_m = \left[D_m + \frac{1}{3} A_{sm}\right] - a_{im} \quad [\text{mm}] \quad (1)$$

în care : a_{im} este abaterea inferioară a diametrului mediu al tarodului. Ca valoare se încadrează în cîmpul de toleranță 48 (STAS 8104–68).

Pentru măsurarea diametrului mediu al tarodului se folosește o metodă indirectă, respectiv măsurînd cota peste role M_i calculată cu relația (figura 1 b) :

$$M_i = [d_m + 3\delta - 0{,}866\, p] - a_{im} \quad [\text{mm}] \quad (2)$$

Relația (2) provine din particularizarea formulei generale de calcul [11, 13] pentru filet metric. Tarozii nefiind detalonați pe filet, pentru evitarea frecărilor mari se recomandă [9, 10, 12 și 19] ca pe porțiunea de calibrare să fie prevăzuți cu o conicitate inversă de 0,100 ... 0,200 mm pe 100 mm lungime. În scopul realizării acestei conicități inverse filetul se execută conic, realizînd diametrul mediu treptat micșorat spre coadă. Dacă la începutul porțiunii de calibrare cota peste role este M_i, la distanța l_c valoarea micșorată a cotei peste role M_s se calculează cu următoarele relații :

$$M_s = [M_i - 0{,}020] - a_{im} \; [\text{mm}] \text{ pentru } l_c = 10 \text{ mm} \quad (3)$$

$$M_s = [M_i - 0{,}040] - a_{im} \; [\text{mm}] \text{ pentru } l_c = 20 \text{ mm} \quad (4)$$

Diametrul teoretic al rolei pentru măsurarea indirectă a diametrului mediu se determină cu relația :

$$\delta = 0{,}577\, p \quad [mm] \quad (5)$$

3.2. *Stabilirea diametrului exterior și interior: d_e; d_i.*

Pentru calculul diametrului exterior se utilizează următoarea relație :

$$d_e = [D_e + C_e + |a_{ie}|] - a_{ie} \quad [\text{mm}] \quad (6)$$

în care a_{ie} este abaterea inferioară a diametrului exterior al tarodului ; ca valoare se încadrează în cîmpul de toleranță h9 (STAS 8104–68).

Pentru calculul diametrului interior se utilizează următoarea relație :

$$d_i \; max = D_i - C_i \quad [mm] \quad (7)$$

Coeficienții auxiliari pentru calculul diametrului exterior și interior în conformitate cu [15] sînt dați în tabelul 1.

TABELUL 1

Pasul filetului	COEFICIENȚI AUXILIARI			
p [mm]	Pentru diametrul exterior C_e	Pentru diametrul interior C_i	Pentru diametrul părți frontale C_s	Pentru diametrul părții degajate C'
1,00	0,050	0,050	0,200	0,200
1,25	0,070	0,070	0,250	0,250
1,50	0,090	0,090	0,300	0,300
1,75	0,110	0,100	0,300	0,350
2,00	0,130	0,110	0,350	0,400
2,50	0,160	0,130	0,400	0,450

Pasul p și unghiul dintre flancuri se iau egali cu parametrii corespunzători ai filetului piuliței. Pentru toleranțe se recomandă următoarele valori ;

— pentru p, $T = \pm 0{,}002$ mm, iar toleranța pasului cumulat pe o lungime de 25 mm, maximum 0,015 mm.

— pentru 30°, $T = \pm 10'$.

4. Stabilirea parametrilor de așchiere.

4.1. *Alegerea unghiului de degajare $\gamma°$*

Unghiul de degajare $\gamma°$ se măsoară într-un plan perpendicular pe generatoarea elicoidală a conului de așchiere (secțiunea $B-B$), valoarea lui depinzînd de calitatea materialului și se alege din lucrările de specialitate [7, 9, 10 și 12]

4.2. *Stabilirea unghiului de așezare și a mărimii detalonării : α_r ; k.*

Mărimea detalonării diametrului exterior se determină cu următoarea relație ;

$$k = \frac{\pi \cdot d_e}{Z} \operatorname{tg} \alpha_r \quad [\text{mm}] \quad (8)$$

unde : α_r este unghiul de așezare pe diametrul exterior al tarodului măsurat într-un plan perpendicular pe axa tarodului, pe porțiunea conului de așchiere. Valoarea unghiului de așezare este în funcție de calitatea materialului de tarodat, de construcția și de destinația tarodului [2, 7, 9, 10], în cazul acestui tarod recomandînd :

$$\alpha_r = 8 \ldots 10 \quad [°] \quad (9)$$

4.3. *Stabilirea unghiului de înclinație a canalelor de evacuare a așchiei β_d*

În scopul asigurării unei bune dirijări a așchiilor în direcția avansului, se recomandă următoarele valori pentru unghiul de înclinație a canalelor scurte de evacuare a așchiei [7, 9, 10, 12 și 19].

$$\begin{aligned} \beta_d &= 10° \quad [°] \text{ pentru filete metrice} \leqslant \text{M}16 \\ \beta_d &= 12°30' \; [°] \text{ pentru filet metric M } 8 \quad (10) \\ \beta_d &= 15° \quad [°] \text{ pentru filete metrice} \geqslant \text{M } 10 \end{aligned}$$

4.4. Stabilirea diametrului părții frontale d_s

Pentru calculul diametrului exterior, corespunzător începutului conului de așchiere, se utilizează următoarea relație :

$$d_i = [D_i - C_s] - a_{is} \quad [\text{mm}] \qquad (11)$$

unde : C_s este coeficient auxiliar, conform tabelei 1 și a_{is} —abaterea inferioară a diametrului părții frontale a tarodului. Ca valoare se încadrează în cîmpul de toleranță $h9$ (STAS 8104—68) În privința stabilirii diametrului părții frontale a tarodului în literatura de specialitate există o contradicție, în [15] diametrul d_s este mult micșorat în raport cu D_i, mărind astfel exagerat lungimea conului de așchiere, iar în [7] d_s este mare în raport cu D_i, îngreuind centrarea și potrivirea tarodului în alezajul destinat tarodării.

TABELUL 2

Caracteristicile canalelor scurte (elicoidale) de evacuare a așchiei					
Pasul filetului metric [mm]	Numărul canalelor	Diametrul miezului la partea frontală [mm]	Adîncimea canalelor la partea frontală [mm]	Adîncimea minimă rectificată [mm]	Unghiul de înclinație a fundului canalelor [°]
$p \leqslant 2,5$	$z = 3$	$d_1 = (0,35 \ldots 0,45)d_e$	$h_1 = \frac{d_e - d_1}{2}$	$h_{min} = \frac{d_e - d_{i\,max}}{2} + (1 \ldots 1,5)$	$\omega^\circ = 4°30' \ldots 6°30'$
$p > 2,5$	$z = 4$				

Caracteristicile canalelor suplimentare (drepte)				Lungimile părții active a tarodului			
Dimensiunea filetului metric	Numărul canalelor	Lățimea canalelor [mm]	Adîncimea canalelor [mm]	Lungimea conului de așchiere [mm]	Lungimea canalelor (axială) [mm]	Lungimea canalelor (elicoidale) [mm]	Lungimea părții filetate [mm]
$\leqslant$ M 12	$Z_1 = 1$	$f = 1$	$t = \frac{d_e - d_{i\,max}}{2} + (0,5 \ldots 0,8)$	$l_1 = \frac{d_e - d_s}{2\,\mathrm{tg}\,\varkappa^\circ}$	$l_2 = (1,6 \ldots 2,0)\,l_1$	$(l_2') = \frac{l_2}{\cos \beta_d}$	$l = 1,8\,l_2$
$>$ M 12	$Z_1 = 3$	$f = 1,6$					

4.5. Stabilirea unghiului de atac principal $\varkappa°$

Pentru această construcție de tarod se recomandă următoarele valori pentru unghiul de atac principal al conului de așchiere ;

$$\varkappa = 7 \ldots 8 \quad [°] \qquad (12)$$

TABELUL 3

ELEMENTE CONSTRUCTIVE A TARODULUI								
Dimensiunea filetului metric	Lungimea părții degajate [mm]	Lungimea cozii [mm]	VARIANTA G ; $d_1 > 5$ mm			VARIANTA V ; $d_1 \leqslant 5$ mm		
			Lungimea totală [mm]	Dimensiunile găurilor de centrare		Diametrul vîrfului de centrare [mm]	Lungimea vîrfului de centrare [mm]	Lungimea totală [mm]
$\leqslant$ M6	$(l') = 15$	$l_3 = 40$	$L = l + l' + l_3$	D_1 conform STAS 1361-73	d_2 conform STAS 1361-73	$d_0 = d_1 + (0,8 \ldots 1,2)$	$l_0 = 0,866\,d_0$	$L_0 = L + l_0$
M8	$(l') = 20$	$l_3 = 42$						
M10...M16	$(l') = 25$	$l_3 = 48$	Raza de rotunjire [mm]					
$>$ M16	$(l') = 30$	$l_3 = 50$	$r' = \frac{d_e - d'}{2} + (1 \ldots 2)$					

Mărimea așchiei luate de un dinte măsurată într-un plan perpendicular pe axa tarodului se calculează cu următoarea relație :

$$a_{rx} = \frac{p}{z}\,\mathrm{tg}\,\varkappa \quad [\text{mm}] \qquad (13)$$

4.6. Stabilirea elementelor constructive ale părții așchietoare.

Elementele constructive ale părții așchietoare a tarodului, indicate în figurile 1 a, b și c, se calculează cu relațiile din tabelul 2.

Elementele b (lățimea aripei), r (raza de rotunjire la piciorul dintelui) și R (raza de racordare la spatele dintelui) se determină grafic, în funcție de parametrii constructivi ai frezei de gradul II, pentru frezarea canalelor de evacuare a așchiei.

5. Stabilirea elementelor constructive.

În vederea ușurării tehnologiei de execuție a tarozilor, ei se execută în două variante ;

— varianta V (vîrf de centrare) pentru $d_1 \leqslant 5$mm

— varianta G (gaură de centrare) pentru $d_1 > 5$ mm.

Diametrul părții degajate a tarodului se calculează cu relația :

$$d' = d_{i\,max} - c' \quad [\text{mm}] \qquad (14)$$

în care ; C′ este coeficientul auxiliar din tabelul 1.

Elementele constructive ale tarodului reprezentate în figura 1 a, se calculează relațiile din tabelul 3.

Diametrul cozii d (figura 1 a) se ia cu dimensiunea nominală a filetului (cu valoarea cîmpului de toleranță $h9$), iar dimensiunile pătratului de antrenare $a \times h$ se iau din STAS 67—73.

6. Avantaje.

În comparație cu construcțiile clasice, tarodul pentru filet metric, ,,cu canale scurte și suplimentare'' prezintă următoarele avantaje:

— Filetul tarodului nefiind detalonat, construcția este mai simplă și executabilă la un preț de cost mai scăzut.

— Canalele elicoidale de evacuare a așchiei sînt scurte, deci manopera de frezare și rectificare a acestora este mai mică.

— Lungimea părții active a tarodului este mai scurtă în comparație cu același parametru al tarozilor clasici, ceea ce asigură în plus și o productivitate ridicată, respectiv o manoperă scăzută la prelucrarea filetelor.

— Eliminînd așchia în direcția avansului (în fața tarodului) suprafața filetului piesei nu se deteriorizează nici în timpul tarodării nici în timpul retragerii tarodului.

— Canalele suplimentare pe porțiunea de calibrare a tarodului au rolul de a asigura conducerea lichidului, adunarea murdăriei și evitarea gripării.

— Partea de calibrare fără canale de evacuaare a așchiei asigură (chiar) în condiții nefavorabile de lucru o centrare perfectă a tarodului, realizînd o precizie mare dimensională a filetului piesei (fără împrăștiere a diametrului mediu).

— Filetul nefiind detalonat pe partea de calibrare, în procesul de tarodare se asigură o rugozitate ridicată a flancului filetului, realizînd în același timp și o bună tasare (durificare) a acestor suprafețe.

— Tarodul fără canale de evacuare a așchiei pe toată lungimea părții active este mai rezistent la solicitarea de răsucire, mărind astfel durata de exploatare, prin reducerea aproape totală a procentajului de rupere.

— Soluția constructivă prezentată așchiază foarte silențios, folosind lichide obișnuite de așchiere.

7. Concluzii și propuneri.

1) *Tarodul pentru filet metric cu ,,canale scurte și suplimentare are o utilizare generală. De preferință se folosește pe mașini pentru filetarea găurilor de trecere în fontă sau oțel.*

2) *Tot așa de bine se poate utiliza tarodul pentru filetarea găurilor înfundate, cu condiția ca gaura să fie adîncită în raport cu partea filetată.*

3) *Lucrînd dintr-o trecere cu productivitate sporită, tarodul realizează o calitate superioară a suprafețelor profilului filetului.*

4) *Pentru o bună așchiabilitate a tarodului se impune realizarea cu strictețe a geometriei și a rugozității suprafețelor așchietoare.*

5) *Bazîndu-se pe rezultatele pozitive în utilizarea acestor construcții de tarozi în cadrul Intreprinderii de strunguri din Arad și ținînd seama de multiplele avantaje prezentate, se propune standardizarea, respectiv fabricarea lor centralizată și utilizarea lor la nivelul industriei naționale.*

BIBLIOGRAFIE

[1] *Alexeev, G, A.* Calculul și construcția sculelor așchietoare. Editura tehnică, 1953
[2] *Bakondi, K și Kardos, A,* A gépgyártás tehnologiàja, vol. I Budapest — 1966.
[3] *Bejan, E, Traian, I* și *Lăzărescu, I. D,* Unele rezultate cu privire la tarodarea oțelurilor inoxidabile. Prima conferință națională de mașini-unelte, vol. I, București 26 — 27 aprilie 1974.
[4] *Enache, Șt.* Tehnologia sculelor așchietoare, Editura tehnică, București — 1964.
[5] *Enache, St.* Proiectarea și tehnologia sculelor așchietoare, Editura didactică și pedagogică, București.
[6] *Kalán, T, Huszák, A* și *Mátray, I.,* Fénforgácsoló szerszámok, Budapest — 1969.
[7] *Lăzărescu, I. D.* Calculul și construcția sculelor așchietoare, Editura tehnică, București, 1961.
[8] *Lăzărescu, I. D.* Teoria așchierii metalelor și proiectarea sculelor, Editura didactică și pedagogică, București — 1964.
[9] *Sauer, L.* Scule pentru filetare, Editura tehnică București, 1962.
[10] *Sauer, L.* Proiectarea sculelor, Editură didactică și pedagogică, București, 1967.
[11] *Schneider, R.* Das Dreidraht Gewindemessverfahren, Leipzig — 1953.
[12] *Szécsi, L.,* Gépipari szerszámok készitése, Budapest — 1961.
[13] *Verzea, D. și Elekes, C.,* Considerații cu privire la stabilirea dimensiunilor calibrelor pentru filet trapezoidal In: Construcția de mașini nr. 7 — 1973.
[14] — *Verzea, D. și Elekes, C.,* Cu privire la stabilirea dimensiunilor și toleranțelor filetului calibrelor pentru filet trapezoidal. În: Construcția de mașini nr. 1, 1974.
[15] * * * Normă de tipizare, NT 853 — 63 ... NT 857—63, elaborată de Intreprinderea de scule Rîșnov.
[16] * * * Prospect, Armor specialités, Ets Rineau fréres (Franța).
[17] * * * Catalog, Werkzeuge für Gewindeherstellung, Abschnitt II— Budapest.
[18] * * * Catalog, Eskenazi 70, Geneva (Elveția).
[19] * * * Prototip fizic, tarozi pentru filet metric din R. D. Germană.

◆

CZ. 621.924.025 : 621.933

Metodă de profilare a flancurilor cuțitelor-roată de modul mic ($m < 1$ mm)

Ing. Gh. CALEA ; ing. Gh. AMZA – Institutul politehnic – București
Ing. Ion MIRCESCU – Intreprinderea de mecanică fină – București

Profilarea prin rectificare a flancurilor cuțitelor-roată de modul mic ($m < 1$ mm) prin rostogolire, pe mașini de rectificat dantura cu discuri abrazive, nu este posibilă deoarece operația de rectificare a danturii pe aceste tipuri de mașini (Maag, Niles, Kolb etc.) este limitată de diametrul minim admisibil de rulare și de posibilitățile dispozitivului de divizare a acestor mașini.

De aceea, în stadiul actual de execuție a cuțitelor-roată de modul mic ($m<1$ mm) flancurile nu se mai profilează prin rectificare, ele rămînînd prelucrate numai prin operații de frezare cu freză melc, fapt ce duce la apariția unor erori mari de profil și la o calitate necorespunzătoare a flancurilor. Pentru înlăturarea acestor neajunsuri, în această lucrare se propune o metodă de profilare a flancurilor cuțitelor — roată de modul mic pe mașina de rectificat dantura prin rostogolire continuă cu melc abraziv sau pe mașina de rectificat filete.

Prin analogie cu freza-melc, scula folosită la rectificarea danturii va trebui ca din punct de vedere teoretic să fie un melc evolventic, al cărui profil normal pe elicea de divizare să aibă aceeași cremalieră de referință ca și cea normală danturii de prelucrat.

1. Geometria melcului abraziv pentru rectificarea danturii roților cilindrice evolventice.

Melcul, ca o roată elicoidală angrenează cu o cremalieră înclinătă, ce are dantura cu aceeași înclinare β_d ca și dantura melcului. Poziția de angrenare între melc și roata supusă rectificării, exprimată prin unghiul θ, este prezentată în figura 1.

Angrenarea melcului cu cremaliera sa avînd loc în planul $X = x =$ constant, normal pe axa de rotație, rezultă că în plane frontale melcul va trebui să aibă profil evolventic conjugat cu profilul evolventic al cremalierei și respectiv cu profilul evolventic al roții de prelucrat. Trebuie prin urmare să se determine parametrii acestui profil evolventic în funcție de parametrii corespunzători ai roții de prelucrat. Între unghiurile de angrenare din planul normal al melcului și cele din planul frontal comun de angrenare ($X =$ constant) există relațiile :

$$\operatorname{tg}\alpha_{dn} = \operatorname{tg}\alpha_d \cdot \cos\beta_d \text{ pentru melc și :}$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{dnr} = \operatorname{tg}\cdot \alpha_{dr} \text{ pentru roată.} \tag{1}$$

Avînd în vedere că $\alpha_{dn} = \alpha_{dnr}$ rezultă :

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{\operatorname{tg}\alpha_{dr}}{\cos\beta_d} \tag{2}$$

în care : α_d este unghiul de angrenare în plan frontal al melcului :

α_d — unghiul de angrenare în planul frontal al roții supuse danturării :

β_{dr} — unghiul de înclinare al melcului.

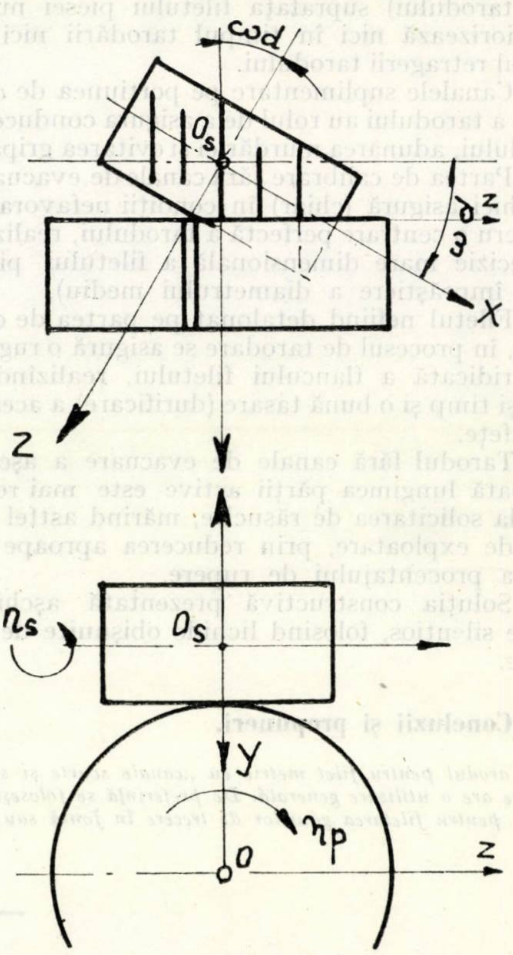


Fig. 1

Linia de profil a melcului în plane frontale fiind evolventică, iar unghiul α_d fiind unghiul de presiune la raza r_d (a cercului de divizare) se poate scrie :

$$\operatorname{tg}\alpha_d = \frac{\sqrt{r_b^2 - r_d^2}}{r_b} = \frac{\operatorname{tg}\alpha_{dr}}{\cos\beta_d} \tag{3}$$

de unde rezultă raza necesară a cercului de bază corespunzător evolventei melcului :

$$r_b = r_d \cdot \cos\alpha_d \tag{4}$$

în care : r_b este raza de bază a melcului abraziv ;
r_d — raza de divizare a melcului care se alege arbitrar ;

$\beta_d = \frac{\pi}{2} - \omega_d$ — se determină cu relația : (5)

$$\cos\beta_d = \sin\omega_d = \frac{z \cdot p_n}{2 \cdot r_d}$$

unde : z este numărul de începuturi ale melcului ;
p_n — pasul normal comun ac al roții.

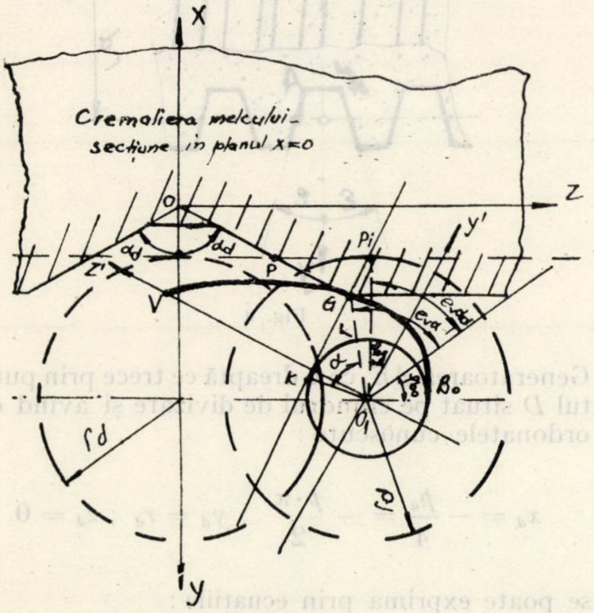


Fig. 2

Pentru a determina complet ecuația profilului evolventic al melcului în planul $x = 0$ al sistemului de referință constructiv $x'\,y'\,z'$ (rotit în figura 2 ca urmare a rulării) se poate scrie ecuația :

$$\varphi_{0g} = \varphi_{b0} + ev\,\alpha_d \tag{6}$$

Se observă că la $r = r_d$; φ_{0g} devine φ_{0p} (corespunzător punctului de pe cercul de divizare) și că $ev\alpha$ devine $ev\alpha$ astfel că (6) devine :

$$\varphi_{0p} = \varphi_{b0} + ev\alpha_d \tag{7}$$

unde : φ_{b0} este unghiul care determină originea evolventei.

Cum vîrful V al evolventei (și al dintelui) se găsește pe axa O_1z', se poate scrie :

$\varphi_{0p} = \frac{\pi}{2} - ev\alpha_v + ev\alpha_d$ (8), relație în care

$$ev\alpha_v = \frac{\pi}{2z} + ev\alpha_d, \text{ prin urmare :}$$

$$\varphi_{0p} = \frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{2z} - ev\alpha_d + \alpha_d = \frac{\pi(z-1)}{2z}$$

Folosind și relația (7) se determină :

$$\varphi_{b0} = \frac{\pi(z-1)}{2z} - ev\alpha_d \tag{9}$$

iar ecuația profilului evolventic al dintelui melcului abraziv în planul x = 0 al sistemului de referință *xyz* devine :

$$\varphi_{0g} = \frac{\pi(z-1)}{2z} - ev\alpha_a + ev\alpha \tag{10}$$

Pentru melcul cu un singur început ($z = 1$) ;

$$\varphi_{0g} = ev\alpha - ev\alpha_d \tag{11}$$

$$\begin{aligned} \text{unde : } ev\alpha &= \mathrm{tg}\alpha - \alpha = \frac{\sqrt{r^2 - r_b^2}}{r_b} - \\ &- \mathrm{arctg}\cdot\frac{\sqrt{r^2 - r_b^2}}{r_b} \\ ev\alpha_d &= \mathrm{tg}\alpha_d - \alpha_d = \frac{\sqrt{r_d^2 - r_b^2}}{r_b} - \\ &- \mathrm{arctg}\cdot\frac{\sqrt{r_d^2 - r_b^2}}{r_b} \end{aligned} \tag{12}$$

Cu generatoarea din planul $x = 0$ astfel determinată elicoidul flancului melcului de bază va fi exprimat prin ecuațiile generale :

$$x_p = p(\varphi - \varphi_{0g})\ ;\ Y_p = r \cdot \cos\varphi\ ;$$

$$z_p = r = r \cdot \sin\varphi$$

care ținînd seama de expresiile (9) și (10) în cazul general ($z \neq 1$) devin :

$$\begin{aligned} x_p &= p\left[\varphi - \frac{\pi}{2z}(z-1) + ev\alpha_d - ev\alpha\right]; \\ y_p &= r \cdot \cos\alpha\ \ ;\ \ z_p = r \cdot \sin\varphi \end{aligned} \tag{13}$$

unde : $p = \frac{p_a}{2\pi}$ este parametrul elicei melcului, p_a fiind pasul axial al acestuia.

Profilul flancului într-un plan axial (profil de control) se obține punînd în ecuațiile (13) condiția $\varphi = 0$;

$$\begin{aligned} x_{p_0+} &= p\left[ev\alpha_d - ev\alpha - \frac{\pi}{2z}(z-1)\right] \\ y_{p_0+} &= r\ ;\ \ z_{p_0+} = 0 \end{aligned} \tag{14}$$

sau :

$$\begin{aligned} x_{p_0+} &= p\left[ev\alpha_d - \frac{\pi}{2z}(z-1) - \right. \\ &\left. - \frac{\sqrt{r^2 - r_b^2}}{r_b} + \mathrm{arctg}\cdot\frac{\sqrt{r^2 - r_b^2}}{r_b}\right. \\ y_{p_0+} &= 1\ \ ;\ \ z_{p_0+} = 0 \end{aligned} \tag{14'}$$

care reprezintă o curbă plană în planul z = φ = 0

Prin derivarea funcției $z_{p_0+} = f(r)$ se obține unghiul de profil în planul axial :

$$\operatorname{tg} \varepsilon_0 = \frac{dx_{p_0+}}{d_r} = -p\frac{d(ev\alpha)}{d_r}$$

Făcînd derivata și simplificările rezultă :

$$\operatorname{tg}\varepsilon_0 = -p\frac{\sqrt{r^2 - r_b^2}}{r \cdot r_b} = -\frac{p}{r_b}\sqrt{1 - \frac{r_b^2}{r^2}} = f(r) \tag{15}$$

unde : $\frac{p}{r_b} = \operatorname{tg} \omega_b$; ω_b fiind unghiul pe cilindrul de bază dat de relația cunoscută :

$$\operatorname{tg}\omega_d = \operatorname{tg}\omega_b \cdot \frac{r_d}{r_b} = \frac{\operatorname{tg}\omega_d}{\cos\alpha_d}$$

Se poate observa că pe partea utilă a liniei de profil adică între punctele *A* și *E* (figura 2) sau între limitele :

$$r_e = r_d + m_n \text{ și } r_i = r_d - m_n$$

corespunzătoare razei exterioare și interioare a melcului, unghiul de profil are o variație foarte mică (modulul fiind foarte mic), calculîndu-se cu relația :

$$\Delta\operatorname{tg}\varepsilon_0 = \frac{\operatorname{tg}\omega_d}{\cos\alpha_d}\left[\sqrt{1 - \frac{r_b^2}{(r_d + m_n)^2}} - \right.$$

$$\left. - \sqrt{1 - \frac{r_b^2}{(r_d - m_n)^2}}\right]$$

Cum m_n este mic, $[\ldots] \to 0$ și $\Delta\operatorname{tg}\varepsilon_0 \to 0$, care îndreptățește înlocuirea în practică a acestei porțiuni de profil cu o dreaptă înclinată la unghiul de profil Σ, **adică asimilarea ei cu linia de profil rectilinie, în plan axial, a unui melc arhimedric** (fig. 3).

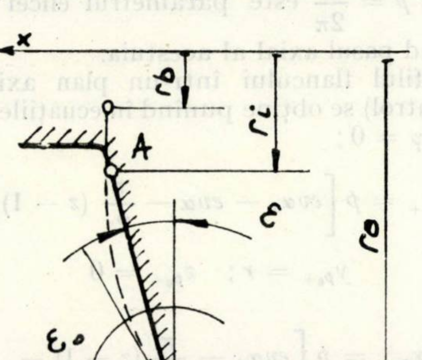


Fig. 3

Admitînd deci pentru scula – melc abraziv ca melc de bază – melcul arhimedic din figura 3 cu generatoarele rectilinii *AE* și *A'E'*, formînd unghiul de profil $\varepsilon \approx \varepsilon_0$ situat în planul axial, se vor scrie ecuațiile spuprafeței periferice primare a melcului generate de generatoarele *AE* și *A'E'*.

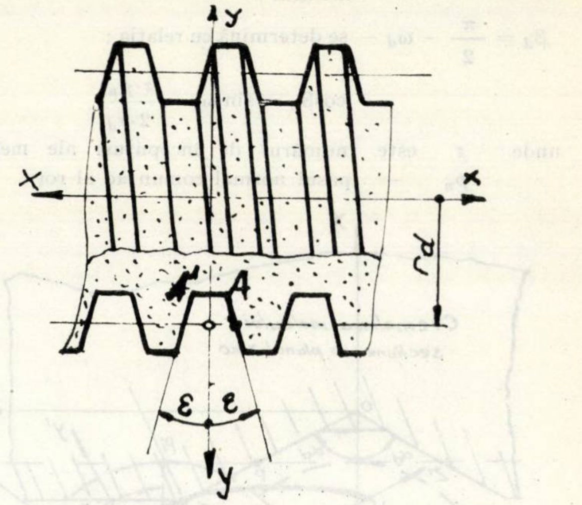


Fig. 4

Generatoarea *AE*, ca o dreaptă ce trece prin punctul *D* situat pe cilindrul de divizare și avînd coordonatele cunoscute :

$$x_d = -\frac{p_a}{4} = -\frac{p \cdot \pi}{2} \ ; \ y_d = r_d \ ; \ z_d = 0$$

se poate exprima prin ecuațiile :

$$x_{g0} = -\left[p\frac{\pi}{2} + e(r - r_d)\right] \ ; \ z_{g0} = 0 \tag{17}$$

unde : $e = \operatorname{tg}\varepsilon$ (pozitiv).

Cu acestea, ecuațiile parametrice ale flancurilor melcului devin :

$$\begin{aligned} x_p &= p\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right) - e\ (r - r_d) \\ y_p &= r \cdot \cos\varphi \\ z_p &= r \cdot \sin\varphi \end{aligned} \tag{18}$$

În concluzie, pentru ca melcul abraziv să poată fi profilat în plan axial cu scule avînd profil rectiliniu (fig. 4), melcul teoretic (evolventic) se înlocuiește cu un melc tip *A* (arhimedic) definit de ecuațiile (18).

Pentru ca abaterile dintre melcul teoretic evolventic și cel arhimedric de înlocuire să fie cît mai mici, unghiurile de înclinare a elicei de divizare au valori mult mai mici în comparație cu freza-melc, ceea ce reclamă un diametru mare al sculei.

Profilarea de finisare a sculei se execută cu ajutorul unor diamante conduse de-a lungul profilului prin intermediul unui dispozitiv (fig.5).

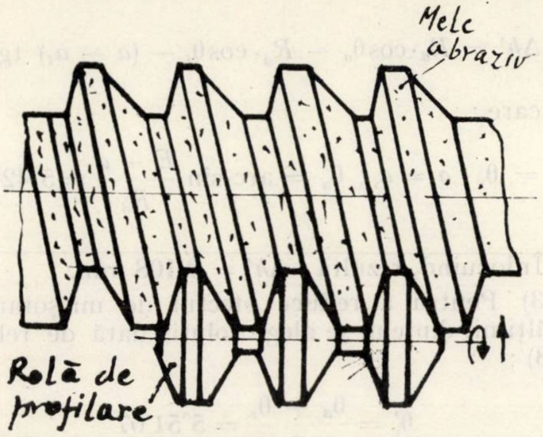


Fig. 5

Poziționarea melcului-abraziv în vederea obținerii geometriei dinților cuțitelor-roată de modul mic

Pentru obținerea unghiului de așezare a dintelui cuțitului roată 1 se poziționează cu suprafața frontală la o anumită distanță E față de axa de rotație a melcului abraziv 2, rularea făcîndu-se în această poziție (fig. 6).

Conform schemei de principiu din figura 6 se determină elementele : $E = R_d \cdot \sin \alpha_v$ (19)

în care : R_d este raza de divizare a melcului abraziv;

θ_v — unghiul de așezare la vîrful sculei.

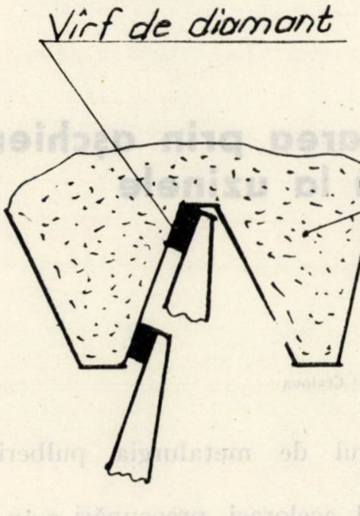


Fig. 6

Valoarea deplasării profilului $\xi \cdot m$ se determină geometric :

$$\xi \cdot m = \sqrt{R_d^2 - (E - a)^2} - \sqrt{R_d^2 - (E - a_i)^2} \quad (20)$$

unde : a este distanța la secțiunea de referință ;

a_i — distanța la secțiunea unde se determină deplasarea profilului.

Grosimea dintelui în secțiunea de calcul rezultă conform figurii 7 ; $S_a = \frac{\pi}{2} m + 2\Delta \mathrm{tg}\alpha =$

$$= \frac{\pi m}{2} + 2\mathrm{tg}\alpha_d [\sqrt{R_d^2 - (E-a)^2} - \sqrt{R_d^2 - (E-a_i)^2} \quad (21)$$

în care α_d este unghiul de angrenare a cremalierei de referință. Datorită faptului că suprafața exterioară a cuțitului-roată este conică, iar suprafața fundului golului dintelui se obține pe seama curbei melcului abraziv, înălțimea dinților cuțitului-roată rectificat cu melc abraziv diferă de înălțimea normală (se micșorează) cu valoarea $\Delta h'$ dată de relația :

$$\Delta h' = R_a \cdot \cos\theta_a - R_d \cdot \cos\theta_i - (a - a_i)\,\mathrm{tg}\,\theta_0 \quad (22)$$

unde : θ_a este unghiul de așezare în secțiunea de referință ;

θ_i — unghiul de așezare în secțiunea de calcul.

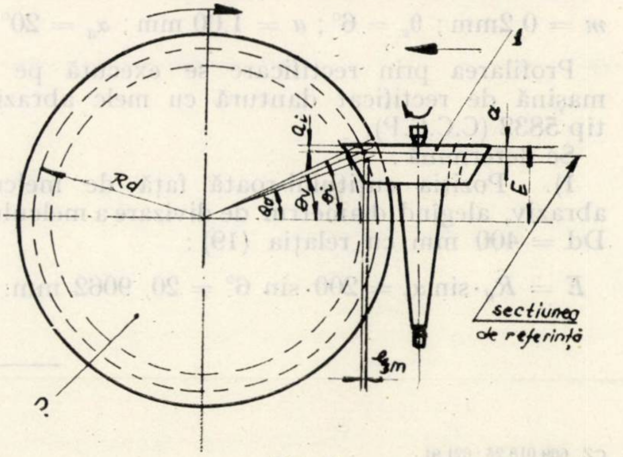


Fig. 7

Menținerea constantă a înălțimii după reascuțirea cuțitului-roată se realizează prin următoarele metode:

— Suprafața exterioară a cuțitului-roată se execută sub forma unui sector toric (fig. 8), acest procedeu asigurînd o

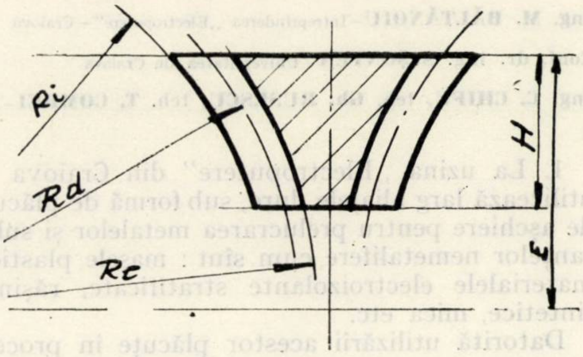


Fig. 8

precizie ridicată, dar rectificarea toroidală este greu de realizat tehnologic (procedeul se aplică la cuțitele-roată cu $m <$ $< 0,3$).

— Se prevede micșorarea unghiului de așezare la vîrful dinților θ_v calculat cu relația : $\operatorname{tg} \theta_v = \operatorname{tg} \frac{\theta_a + \theta_v}{2}$ (23) metodă simplă dar care nu elimină complet eroarea $\Delta h'$, aplicîndu-se la cuțitele-roată cu m>0,3. (Fig. 8).

— Înălțimea capului dintelui cuțitului-roată se mărește față de înălțimea de calcul, adică în loc de $h = 1,3$ m. se ia $h = 1,4$ m.

— Unghiurile de așezare ale cuțitului-roată rectificate cu melc abraziv, spre deosebire de cele ale cuțitelor-roată obișnuite, după reascuțire se micșorează. Din fig. 6 rezultă :

$$\sin\theta_i = \sin\theta_v - \frac{a_i}{R_d} \; ; \; \operatorname{tg} \theta_d = \operatorname{tg}\theta_i \cdot \operatorname{tg}\alpha_d \qquad (24)$$

θ este unghiul de așezare pe flancuri calculat pe cercul de divizare.

Calculul elementelor geometrice și de reglare necesare profilării flancurilor unui cuțit-roată de modul mic.

Elementele geometrice ale cuțitului :

$$m = 0,2\text{mm} \; ; \; \theta_v = 6° \; ; \; a = 1,00 \text{ mm} \; ; \; \alpha_d = 20°$$

Profilarea prin rectificare se execută pe o mașină de rectificat dantură cu melc abraziv tip 5832 (C.C.C.P).

Se determină :

1). Poziția cuțitului-roată față de melcul abraziv, alegînd diametrul de divizare a melcului Dd = 400 mm cu relația (19) :

$$E = R_d \cdot \sin \alpha_v = 200 \cdot \sin 6° = 20,\ 9062 \text{ mm.}$$

2). Micșorarea capului dintelui față de secțiunea inițială de referință (22), în secțiunea frontală :

$$\Delta h' = R_d \cdot \cos\theta_a - R_d \cdot \cos\theta_i - (a - a_i) \operatorname{tg}\theta_a \; ;$$

în care :

$$\theta_i = \theta_v \; ; \; a = a_i \; ; \; \theta_a = \text{arc sin} \frac{E - a}{R_d} = 5°42'15''$$

Înlocuind, rezultă : $\Delta h' = 0,108$ mm.

3) Pentru a reduce efectul de micșorare a înălțimii dintelui se alege soluția dată de relația (23) :

$$\theta'_v = \frac{\theta_a + \theta_v}{2} = 5°51'07''$$

Reluînd calculul rezultă :

$\Delta h' = 200 \; (\cos 5°42'15'' - \cos 5°51'07'') =$ $0,0054$mm (valoare acceptabilă)

Pentru o precizie mai ridicată se construiește cuțitul-roată conform desenului din figura 8.

BIBLIOGRAFIE

[1]. *Anca, Z.* Teoria sculelor așchietoare, Ed. tehnică, Buc, 1967.
[2]. *Botez, E.* Angrenaje, Ed. tehnică, Buc., 1962.

* * *

CZ. 669.018.25 : 621.91

Folosirea aliajelor dure pentru prelucrarea prin așchiere și pentru scule cu grad înalt de uzură la uzinele „Electroputere" Craiova.

Ing. **M. BĂLTĂNOIU** – Intreprinderea „Electroputere" – Craiova
Conf. dr. ing. **S. ȘONTEA** – Universitatea din Craiova
Ing. **C. CHIFU**, teh. **Gh. RUSESCU**, teh. **T. COMBEI** – Întreprinderea „Electroputere" Craiova

1. La uzina „Electroputere" din Craiova se utilizează larg aliajele dure, sub formă de plăcuțe de așchiere pentru prelucrarea metalelor și substanțelor nemetalifere cum sînt : masele plastice, materialele electroizolante stratificate, rășinile sintetice, mica etc.

Datorită utilizării acestor plăcuțe în procese tehnologice specifice construcției de mașini electrice, o mare parte nu sînt normalizate în fabricația de serie a întreprinderilor specializate ; lucru pentru care au fost studiate și asimilate în laboratorul de metalurgia pulberilor din uzină [1].

În cadrul acelorași preocupări s-au realizat și aliaje dure pentru prelucrări la rece, care au un efect economic deosebit întrucît prelungesc mult durata de funcționare a sculelor și reduc astfel costurile care se înregistrează cu consumul de oțel.

2. Materiile prime folosite au fost primite în stare omogenizată. S-au folosit sorturile de pul-

bere : KO_1 ; M_{20} ; P_{10} ; P_{40} pentru plăcuțe de așchiere și sortul $G50$ pentru deformare.

Procesul de fabricație al plăcuțelor a fost realizat prin sinterizare cu tehnologiile cunoscute. S-au utilizat prese hidraulice specializate în metalurgia pulberilor și cuptoare electrice încălzite prin inducție la frecvența de 8 000 Hz, care lucrează în vid.

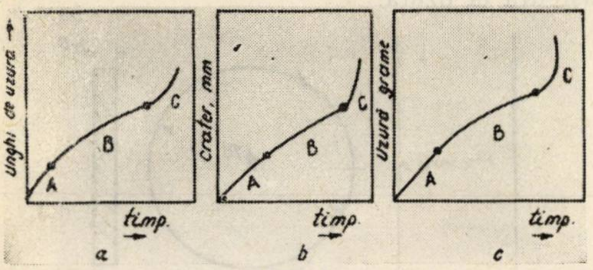


Fig. 1

Omologarea produselor fabricate s-a făcut după verificarea comportării lor în exploatare, în norma internă fiind înscrise condiții de calitate pentru materia primă și pentru produsul finit.

3. Principalul element care caracterizează calitativ aliajele dure este uzura în timpul exploatării.

Din acest punct de vedere se poate studia fie unghiul de uzură, fie craterul format, fie uzura exprimată în miligrame. În funcție de acești parametri se pot trasa curbe ca în figura 1 a, b, c.

Orice curbă pentru un asemenea comportament are trei porțiuni distincte : o porțiune (a) inițială ; o altă porțiune (b) care exprimă o uzură normală, de formă parabolică cu concavitatea spre axa timpului și o porțiune finală (c) care exprimă uzura de distrugere cu concavitate inversă zonei b.

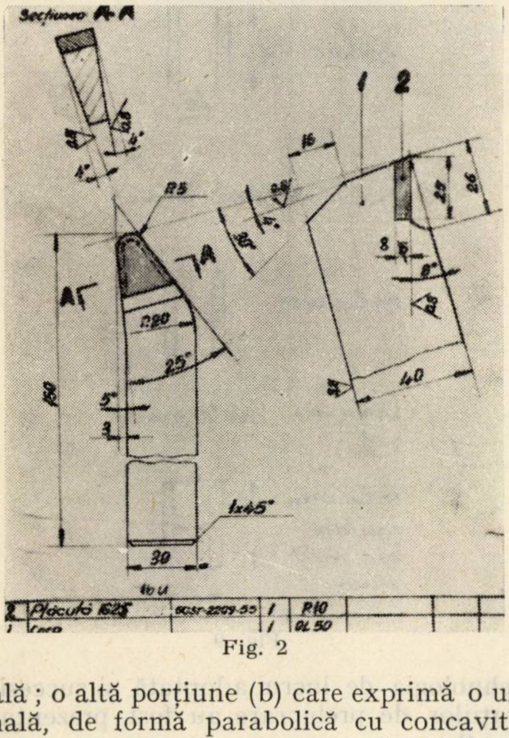

Secțiunea A-A
A
1x45°
30
40
25°
5°
R5
16
1
2
Plăcuță 1625
P10
OL 50

Fig. 2

2.1. Pentru experimentarea plăcuțelor prin așchiere patru bucăți dintr-un sort de plăcuțe s-au lipit pe un cuțit Ac—82 (prezentat în figura 2).

S-a prelucrat un reper din OT 40 și s-a urmărit comportarea cuțitelor și pînă la prima ascuțire și după aceea, prin trasarea conturului la o mărire de 10 : 1, cu ajutorul unui proiector. În timpul prelucrării cuțitele sînt supuse unor șocuri puternice din cauza regimului de lucru, a durității piesei și a impurificărilor superficiale din amestecul de formare.

4. Aliajele dure pentru deformări plastice s-au experimentat pe cuțite de debitat tablă silicioasă, duze de sablat și matrițe de ștanțat.

În figurile 3, 4, și 5 se prezintă rezultatele obținute cu ocazia acestor experimentări.

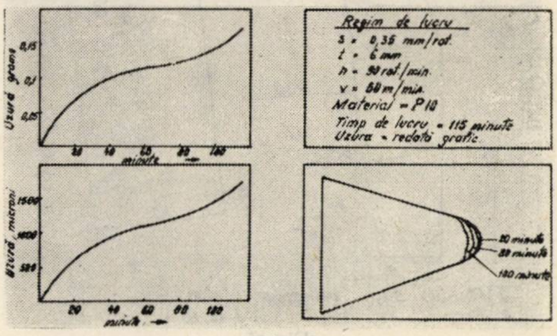


Fig. 3

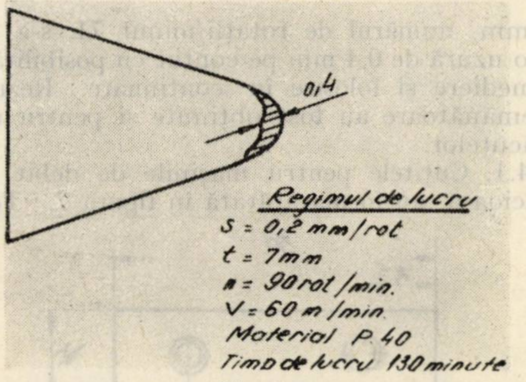

0,4
Regimul de lucru
s = 0,2 mm/rot
t = 7mm
n = 90rot/min.
V = 60 m/min
Material P.40
Timp de lucru 130 minute

Fig. 4

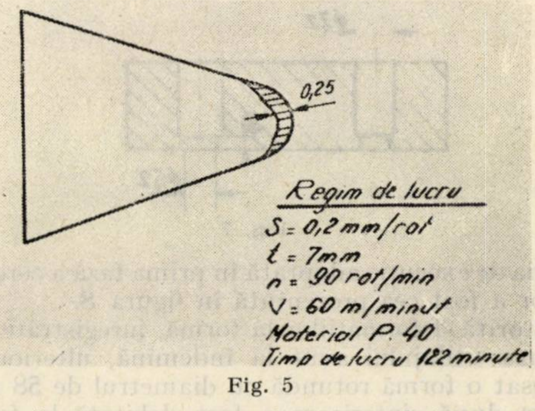
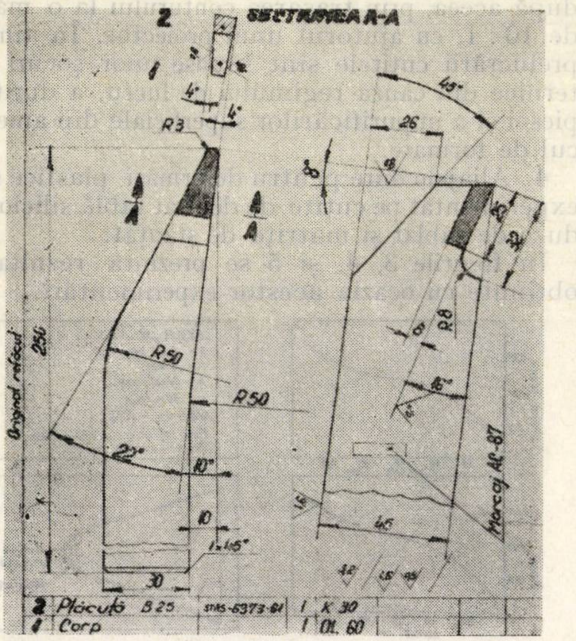

0,25
Regim de lucru
S = 0,2 mm/rot
t = 7mm
n = 90 rot/min
V = 60 m/minut
Material P. 40
Timp de lucru 122 minute

Fig. 5

După cum se remarcă, s-au obținut uzuri pînă la 1500 de microni și 0,20 grame în greutate. La toate cele patru cuțite studiate există posibilități de prelucrare în continuare, după refacerea conturului.

Alte două plăcuțe din P_{40} au fost montate pe un cuțit Ac 87, prezentat în figura 6. S-au prelucrat piese turnate din oțel de calitatea OT 50 A, și după 55 de minute de prelucrare cu regimul : avans, 0,60 mm/rotație ; adîncimea de tăiere 5 mm, numărul de rotații/minut 71, s-a ajuns la o uzură de 0,4 mm pe contur cu posibilități de remediere și folosire în continuare. Rezultate asemănătoare au fost obținute și pentru restul plăcuțelor.


SECȚIUNEA A-A
R3
26
45°
R50
R50
R8
20°
10°
250
30
Original redesat
Marcaj AC-87
2 Plăcuță B25 STAS-6373-61 1 K30
1 Corp 1 OL 60

Eig. 5

4.1. Cuțitele pentru mașinile de debit tablă silicioasă au forma arătată în figura 7. Tehnologia de execuție adoptată în prima fază a cercetărilor a fost cea prezentată în figura 8.

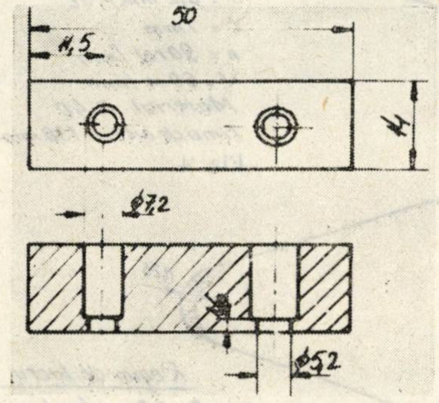

50
4,5
14
φ7,2
φ5,2

Fig. 7

Datorită deformațiilor la formă, înregistrate din cauza utilajului avut la îndemînă, ulterior s-a presat o formă rotundă cu diametrul de 58 mm, care după sinterizare a fost debitată la forma finală prin electroeroziune. Tot prin electroeroziune s-au realizat și găurile de montaj. Pentru realizarea acestora s-au folosit electrozi profilați din cupru.

În urma încercărilor efectuate în producție cuțitul s-a comportat similar celor din import.

4.2. Duzele pentru sablat sînt piese extrem de solicitate în exploatare, întrucît în afara proprietăților de duritate ele trebuie să aibă o bună rezistență la uzură.

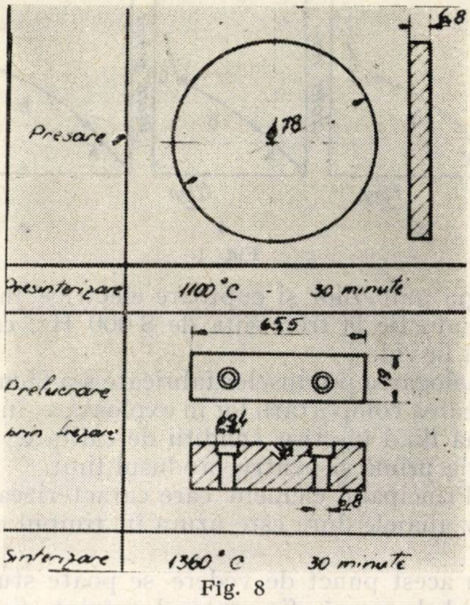

Presare
φ78
6,8
Presinterizare 1100°C 30 minute
65,5
Prelucrare prin frezare
φ2,4
Sinterizare 1360°C 30 minute

Fig. 8

Utilizarea oțelurilor pentru asemenea piese este posibilă însă cu un consum mare de material și manoperă, însoțite și de pierderi de timp mari.

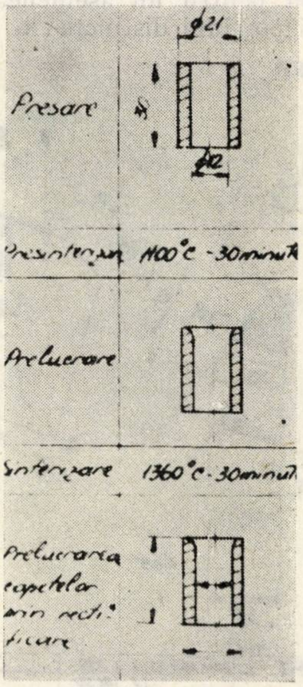

Presare
φ21
Presinterizare 1100°C -30minute
Prelucrare
Sinterizare 1360°C-30minute
Prelucrarea capetelor prin rectificare

Fig. 9

Tehnologia de lucru adoptată și succesiunea operațiilor de prelucrare au fost prezentate în figura 9.

Comportarea duzelor în exploatare a fost calificată ca excelentă.

După cum se observă, la o asemenea solicitare se înregistrează o uzură neuniformă de intensitate mică. De menționat că durata de funcționare a duzelor executate din oțel nu a depășit zece zile. Economiile de valută care se aduc anual prin realizarea acestor duze sînt de ordinul a cîteva zeci de mii de lei valută vest.

4.3. Matriță pentru decupat la rece. Pentru verificarea avantajelor economice ale ștanțării la rece cu scule din aliaje dure a fost experimentată o matriță simplă construită din aliajul G 50 și înglobată într-un corp din oțel OLC 10, a cărei tehnologie de realizare este prezentată în figura 10.

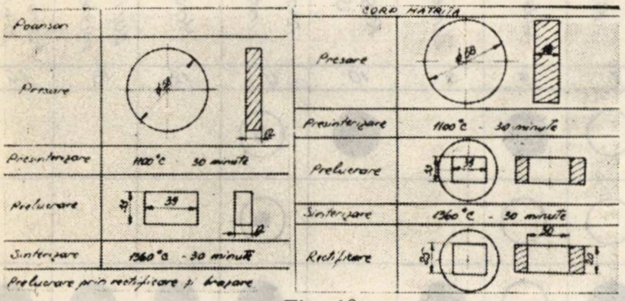


Fig. 10

Prelucrarea (decuparea) conturului la matriță ca și a poansonului s-a făcut prin electroeroziune. Lipirea poansonului pe suportul din oțel s-a executat cu alamă. Jocul dintre matriță și poanson a fost de 0,14 mm. Cu acest joc matrița a tăiat table pînă la 3 mm cu multă finețe și fără bavuri. În continuare, experimentată în procesul de producție, ea a avut o comportare superioară celor construite din oțel.

5. Rezultatele experimentale și cele ale practicii industriale confirmă bunul efect tehnico-economic al acestei acțiuni, care trebuie însă să fie limitată la profile strict specifice, nenormalizate, și care sînt necesare în serie mică (4000—5000 de bucăți anual).

Efectul economic este justificat prin faptul că prețul pulberii este jumătate din cel al produselor eventual obținute prin import.

BIBLIOGRAFIE

[1]. *Șontea, S., Tîrpe, Gh., Temirov, Vl.* — Experimentări privind realizarea unor plăcuțe așchietoare din carburi metalice la uzina „Electroputere" — Craiova. În: revista „Construcția de Mașini" nr. 1, 1972.

CZ. 621.9.02 – 229.3

Influența dispozitivului de orientare și fixare a sculei asupra preciziei de prelucrare în sistemul tehnologic elastic

Dr. ing. **Aurel BRĂGARU**, ing. **Ioan POPESCU** – Institutul politehnic – București

1. Factorii preciziei de prelucrare în sistemul tehnologic elastic

Problema preciziei de prelucrare prin așchiere la prelucrări de degroșare sau finisare este o problemă de foarte mare importanță în tehnologia construcției de mașini [2, 5, 6, 7, 8].

Problematica științei tehnologiei construcției de mașini reclamă o creștere a nivelului și preciziei rezolvării problemelor specifice. Lipsa unor date asupra influenței unor factori ai preciziei de prelucrare a făcut ca în relațiile de calcul ei să nu fie luați în considerare.

Calculul exact al erorii totale de prelucrare presupune luarea în considerare a influenței tuturor factorilor preciziei de prelucrare.

În figura 1 se prezintă schema structurală a S.T.E. [3]. Pentru studiul problemei de care ne ocupăm este necesar să precizăm că stabilirea poziției tăișului sculei (4) față de semifabricat (3) se face prin procesul de reglare, în urma constatării rezultatelor prelucrării cu un verificator (instrument de măsură). Precizia reglării și ulterior precizia de prelucrare va depinde deci și de precizia verificatorului.

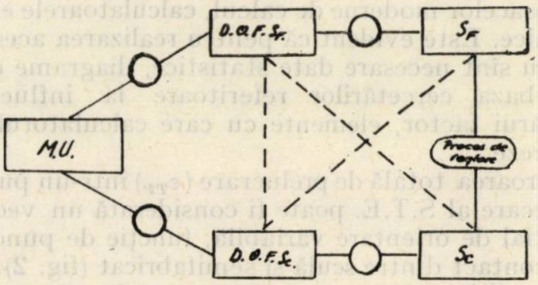


Fig. 1

În tabelul 1 se prezintă factorii preciziei de prelucrare din S.T.E. Orice factor al preciziei de prelucrare se poate găsi la intersecția unei linii (1—6) cu o coloană (1—14).

Se observă din tabelul 1 că ar exista circa 65 de factori potențiali ai preciziei de prelucrare, a căror influență asupra acesteia poate fi individuală sau cumulată cu a altora.

Tabelul 1

FACTORII PRECIZIEI DE PRELUCRARE IN SISTEMUL TEHNOLOGIC ELASTIC

Fenomenul (aspectul sau procesul din STE legat de element) / Elementul (subsistemul STE) + mijlocul de măsurare		Precizia (eroarea) geometrică de execuție	Precizia (eroarea) cinematică de funcționare	Deformația elastică (rigiditatea)	Deformația termică	Uzură	Precizia de orientare	Precizia de fixare	Vibrații	Dimensiuni	Reglarea STE	Tensiuni interne	Măsurare	Duritatea materialului	Adaosul de prelucrare
Nr. crt. j	Nr. crt. i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	Mașina-unealtă	●	●	●	●	○	○	○	●		●	◉			
2	Dispozitivul de orientare și fixare a semifabricatului	●	○	○	◉	○	○	○	○			◉			
3	Semifabricatul	●		●	●		●	●	○	●		●	●	●	●
4	Scula	●		●	●	●	○	○	●			◉			
5	Dispozitivul de orientare și fixare a sculei	●	○	○	○	○	○	○	○			◉			
6	Verificatorul (instrumentul de măsură)	●	●	○	●	○	●	●	◉	◉		◉	●		

Dacă avem în vedere faptul că influența fiecărui factor este spațială, se întrezărește dificultatea calculelor și de aici necesitatea apelării la mijloace moderne de calcul.

2. Algoritm de calcul a erorii totale de prelucrare în S.T.E.

Multitudinea factorilor preciziei de prelucrare și complexitatea influenței lor impune crearea unei metodici adecvate calculului cu ajutorul mijloacelor moderne de calcul, calculatoarele electronice. Este evident că pentru realizarea acestui lucru sînt necesare date statistice, diagrame etc. pe baza cercetărilor referitoare la influența fiecărui factor, elemente cu care calculatorul să opereze.

Eroarea totală de prelucrare (ε_{TP}) într-un punct oarecare al S.T.E. poate fi considerată un vector spațial de orientare variabilă, funcție de punctul de contact dintre sculă și semifabricat (fig. 2).

Analitic acest vector se poate scrie ca o sumă de vectori :

$$\vec{\varepsilon}_{TP} = \sum_{\substack{i=1\ldots6 \\ j=1\ldots14}} \vec{\varepsilon}_{ij} \qquad (1)$$

sau prin proiecțiile pe cele trei axe :

$$\vec{\varepsilon}_{TP} = \varepsilon_{TP_x}\,\vec{i} + \varepsilon_{TP_y}\,\vec{j} + \varepsilon_{TP_z}\,\vec{k} \qquad (2)$$

în care : ε_{TP_x} este eroarea totală de prelucrare pe direcția x

ε_{TP_y} — eroarea totală de prelucrare pe direcția y

ε_{TP_z} — eroarea totală de prelucrare pe direcția z

În relația (1) vectorii $\bar{\varepsilon}_{ij}$ sînt vectori corespunzători factorilor preciziei de prelucrare (tabelul 1).

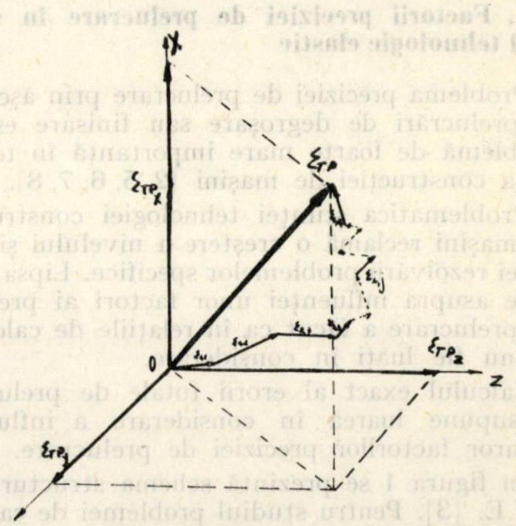


Fig. 2

Factorii preciziei de prelucrare se pot prezenta printr-o matrice : matricea generală a factorilor preciziei de prelucrare $[\varepsilon_{i,j}]$:

$$\underset{\substack{i=1\dots 6\\ j=1\dots 14}}{[\varepsilon_{i,j}]} \equiv \left\| \begin{matrix} \varepsilon_{1,1} & \varepsilon_{1,2} & \cdots\cdots & \varepsilon_{1,14} \\ \varepsilon_{2,1} & \varepsilon_{2,2} & \cdots\cdots & \varepsilon_{2,14} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \varepsilon_{6,1} & \varepsilon_{6,2} & \cdots\cdots & \varepsilon_{6,14} \end{matrix} \right\| \tag{3}$$

Indicii i = 1 . . . 6 corespund liniilor 1 . . . 6 din tabelul 1, iar indicii $j = 1 \dots 14$, coloanelor 1 . . . 14 din acelaşi tabel.

Pentru un sistem tehnologic oarecare se pot scrie trei astfel de matrici, corespunzătoare celor trei direcţii, x, y, z :

$$\underset{\substack{i=1\dots 6\\ j=1\dots 14}}{[\varepsilon_{i,jx}]} \equiv \left\| \begin{matrix} \varepsilon_{1,1x} & \varepsilon_{1,2x} \cdots & \varepsilon_{1,14x} \\ \varepsilon_{2,1x} & \varepsilon_{2,2x} \cdots & \varepsilon_{2,14x} \\ \vdots & & \vdots \\ \varepsilon_{6,1x} & \varepsilon_{6,2x} \cdots & \varepsilon_{6,14x} \end{matrix} \right\| \qquad (4);$$

$$\underset{\substack{i=1\dots 6\\ j=1\dots 14}}{[\varepsilon_{i,j_y}]} = \left\| \begin{matrix} \varepsilon_{1,1y} & \varepsilon_{1,2y} \cdots & \varepsilon_{1,14y} \\ \varepsilon_{2,1y} & \varepsilon_{2,2y} \cdots & \varepsilon_{2,14y} \\ \vdots & & \vdots \\ \varepsilon_{6,1y} & \varepsilon_{6,2y} \cdots & \varepsilon_{6,14y} \end{matrix} \right\| \qquad (5);$$

$$\underset{\substack{i=1\dots 6\\ j=1\dots 14}}{[\varepsilon_{i,jz}]} \equiv \left\| \begin{matrix} \varepsilon_{1,1z} & \varepsilon_{1,2z} \cdots & \varepsilon_{1,14z} \\ \varepsilon_{2,1z} & \varepsilon_{2,2z} \cdots & \varepsilon_{2,14z} \\ \vdots & & \vdots \\ \varepsilon_{6,1z} & \varepsilon_{6,2z} \cdots & \varepsilon_{6,14z} \end{matrix} \right\| \qquad (6).$$

Avînd în vedere că de fapt interesează influenţa factorilor preciziei de prelucrare în special pe o singură direcţie (spre exemplu y), perpendiculară pe suprafaţa de prelucrat, ne vom ocupa în continuare de modul de operare în matricea

$$[\varepsilon_{i,j\,y}] \quad \begin{aligned} i &= 1 \dots 6 \\ j &= 1 \dots 14 \end{aligned}$$

În această idee eroarea totală de prelucrare pe direcţia y într-un punct oarecare :

$$\vec{\varepsilon}_{TP} = \varepsilon_{TP_y}\,\vec{i}; \quad \boxed{\varepsilon_{TP} = \varepsilon_{TP_y}} \tag{7}$$

Pentru a arăta care factori influenţează precizią de prelucrare într-un sistem tehnologic materializat, matricea se poate prezenta sub forma matricei (8) în care s-a notat cu :

1 — prezenţa influenţei unui factor ;

0 — absenţa influenţei unui factor al preciziei de prelucrare.

Acest mod de prezentare permite citirea matricei într-un calculator electronic care lucrează pe sistemul binar.

Valorile ε_{i,j_y} din matricea (5) se pot prezenta sub formă de diagrame, date statistice etc. pentru diferite situaţii concrete, în subrutine ale memoriei calculatorului.

Eroarea totală de prelucrare pe direcţia y, ε_{TP_y} din relaţia (2) se calculează printr-un anumit mod de operare în matricea (5) completată cu valori concrete ale erorilor $\varepsilon_{i,j\,y}$.

MODUL DE PREZENTARE A MATRICEI GENERALE
A FACTORILOR PRECIZIEI DE PRELUCRARE

$$\begin{aligned} i &= 1 \div 6 \\ j &= 1 \div 14 \end{aligned}$$

$$\left\| \begin{matrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 1 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{matrix} \right\| \tag{8}$$

Avînd în vedere caracterul erorilor care apar în S.T.E. ca : sistematice ($j = 1 \dots 10$) sau întîmplătoare ($j = 11 \dots 14$), erorile $\varepsilon_{i,j}$ trebuie însumate diferenţiat : algebric sau geometric (după regula rădăcinii pătrate).

Cu aceste precizări, relaţia generală de calcul a erorii totale de prelucrare pe direcţia y într-un S.T.E. se poate scrie :

$$\varepsilon_{TP_y} = \sum_{\substack{i=1\dots 6\\ j=1\dots 10}} \varepsilon_{i,jy} + K_{i,j} \sqrt{\sum_{\substack{i=1\dots 6\\ j=11\dots 10}} \varepsilon^2_{i,jy}} \tag{9}$$

K_{ij} = coeficient de asimetrie a curbei de distribuţie corespunzătoare erorii $\varepsilon_{i,jy}$.

Relaţia generală (9) se poate pune sub diferite forme, fie pentru a scoate în evidenţă influenţa unui subsistem al S.T.E., fie pentru a scoate în evidenţă influenţa unui fenomen din S.T.E.

Se pot scrie similar relaţiile pentru calculul erorilor totale de prelucrare pe direcţiile x sau z.

Se observă din relaţia (9) că în matricea factorilor preciziei de prelucrare (sau a erorilor de prelucrare) modul de operare (însumare) este specific scopului propus : calculul erorii totale de prelucrare.

În figura 3 este prezentată organigrama pentru calculul erorii totale de prelucrare pe o direcţie oarecare.

Elementele necesare :

— precizarea condiţiilor concrete de desfăşurare a prelucrării în sistemul tehnologic : M.U., D.O.F.S_F, S_F, S_C; D.O.F.S_C., felul prelucrării, parametrii regimului de aşchiere etc.

— matricea A = $[\varepsilon_i, j_y]$ $\begin{aligned} i &= 1 \dots 6 \\ i &= 1 \dots 14 \end{aligned}$ sub forma (8)

– subrutine (memorii auxiliare) cu date (diagrame, date statistice, legi de variaţie etc.) asupra erorilor $[\varepsilon i, j]$ $i = 1 \ldots 6$ pentru diverse sisteme tehnologice materializate în diverse condiţii concrete de lucru.

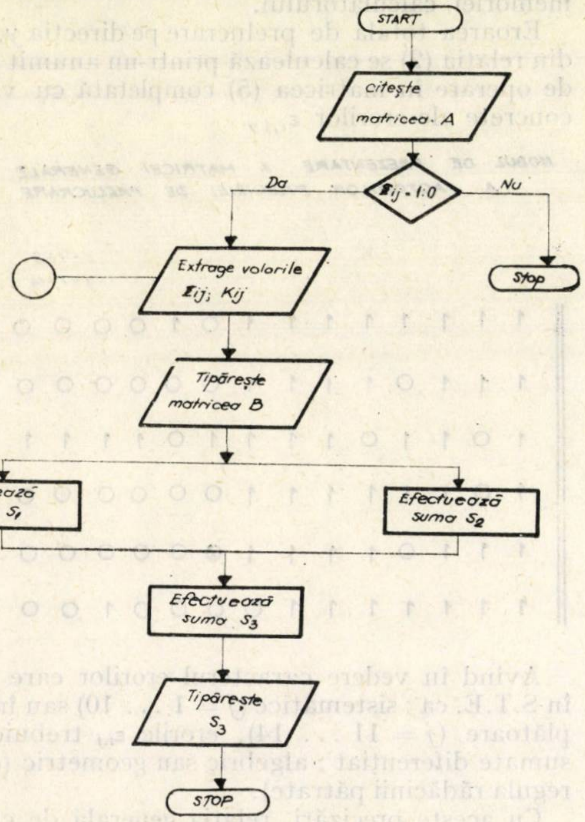


Fig. 3

Notații :

A – matricea factorilor preciziei de prelucrare, sub forma (8);
B – matricea factorilor preciziei de prelucrare cu valorile concrete ale erorilor;
S_1 – suma erorilor sistematice;
S_2 – suma erorilor întîmplătoare;
S_3 – eroarea totală de prelucrare ($S_3 = S_1 + S_2 = \varepsilon_{TP}$).

3. Influența dispozitivufui de orientare și fixare a sculei (D.O.F.Sc.) asupra preciziei de prelucrare

Pentru a releva influența factorilor preciziei de prelucrare legați de D.O.F.Sc, din tabelul 1 s-a extras tabelul 2 în care se observă că acest dispozitiv poate interveni asupra preciziei de prelucrare prin fenomenele $i = 5$; $j = 1 \ldots 8$; $j = 10 - 11$; cele mai probabile fiind $i = 5$; $j = 1 \ldots 8$.

Matricea factorilor preciziei de prelucrare legați de D.O.F.Sc. pe direcția y se poate prezenta astfel :

$$[\varepsilon_{5,j_y}]\ j = 1 \ldots 14 = \| \varepsilon_{5,1_y}\ \varepsilon_{5,2_y} \ldots \varepsilon_{5,14_y} \| \qquad (10)$$

Pentru a pune în evidență matematic eroarea totală datorită D.O.F.Sc. pe direcția y, relația 9 se poate scrie sub forma 11 :

$$\varepsilon_{TP_y} = \sum_{\substack{i=1\\ j=1\div 10}} \varepsilon_{i,j_y} + K_{i,j}\sqrt{\sum_{\substack{i=1\\ j=11\div 14}} \varepsilon^2_{i,j_y}} + \sum_{\substack{i=2\\ j=1\div 10}} \varepsilon_{i,j_y} +$$
$$+ K_{i,j}\sqrt{\sum_{\substack{i=2\\ j=11\div 14}} \varepsilon^2_{i,j_y}} + \sum_{\substack{i=3\\ j=1\div 10}} \varepsilon_{i,j_y} + K_{i,j}\sqrt{\sum_{\substack{i=3\\ j=11\div 10}} \varepsilon^2_{i,j_y}} +$$
$$+ \sum_{\substack{i=4\\ j=1\div 10}} \varepsilon_{i,j_y} + K_{i,j}\sqrt{\sum_{\substack{i=4\\ j=11\div 14}} \varepsilon^2_{i,j_y}} + \sum_{\substack{i=5\\ j=1\div 10}} \varepsilon^2_{i,j_y} +$$
$$+ K_{i,j}\sqrt{\sum_{\substack{i=5\\ j=11\div 14}} \varepsilon^2_{i,j_y}} + \sum_{\substack{i=6\\ j=1\div 10}} \varepsilon_{i,j_y} + K_{i,j}\sqrt{\sum_{\substack{i=6\\ j=11\div 14}} \varepsilon^2_{i,j_y}} \qquad [11]$$

Sau

$$\varepsilon_{TP_y} = \varepsilon_{TPMu_y} + \varepsilon_{TP.DOFSc\,y} + \varepsilon_{TP.SF_y} + \varepsilon_{TP.Sc_y} +$$
$$+ \varepsilon_{TP.DOFSc_y} + \varepsilon_{TP.V_y}. \qquad [12]$$

Deci relația generală de calcul a erorii totale de prelucrare datorită factorilor legați de D.O.F.Sc este :

$$\varepsilon_{TP.DOFSc_y} = \sum_{\substack{i=5\\ j=1\div 10}} \varepsilon_{i,j_y} + K_{i,j}\sqrt{\sum_{\substack{i=5\\ j=11\div 15}} \varepsilon^2_{i,j_y}}. \qquad [13]$$

$$\| 1\ \ 1\ \ 1\ \ 0\ \ 1\ \ 1\ \ 1\ \ 1\ \ 0\ \ 0\ \ 0\ \ 0\ \ 0\ \ 0 \| \qquad [14]$$

Tabelul 2

FACTORII PRECIZIEI DE PRELUCRARE LEGATI DE D.O.F.Sc.

Fenomenul (aspectul sau procesul din S.T.E. legat de DOFSc) / Elementul (subsistemul S.T.E.)	Precizia (eroarea) geometrică	Precizia (eroarea) cinematică de funcționare	Deformatia elastică (rigiditatea)	Deformația termică	Uzura	Precizia de orientare	Precizia de fixare	Vibrații	Dimensiuni	Reglarea S.T.E.	Tensiuni interne	Măsurare	Duritatea materialului	Adaosul de prelucrare
Nr. crt. i / Nr crt j	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
5	●	○	○	○	○	○	○	○		○	⊙			

Pe baza matricei (14) în care se relevă existența probabilă (1) sau inexistența (0) unei erori, se poate scrie

$$\varepsilon_{TP.DOF.Sc_y} = \varepsilon_{5,1_y} + \varepsilon_{5,2_y} + \varepsilon_{5,3_y} + \varepsilon_{5,4_y} + \varepsilon_{5,5_y} + \varepsilon_{5,6_y} + \varepsilon_{5.7_y} + \varepsilon_{5,8_y}. \quad [15]$$

Se observă că toate cele opt erori legate de D.O.F.Sc. sînt erori sistematice.

În relația (15), notațiile *i*, *j* au semnificațiile următoare :

ε 5, 1 — eroare datorită impreciziei geometrice a D.O.F.Sc.
ε 5, 2 — eroare datorită impreciziei cinematice a D.O.D.Sc.
ε 5, 3 — eroare datorită deformației elastice a D.O.F.Sc.
ε 5, 4 — eroare datorită deformației termice a D.O.F.Sc
ε 5, 5 — eroare datorită uzurii D.O.F.Sc.
ε 5, 6 — eroare datorită impreciziei orientării D.O.F.Sc. :
— a D.O.F.S_C. față de M.U. și a S_C. față de D.O.F.Sc.
ε 5, 7 — eroare datorită impreciziei fixării D.O.F.Sc. ;
— D.O.F.S_C. față de M.U. și a Sc. față de D.O.F.Sc.
ε 5, 8 — eroare datorită vibrațiilor D.O.F.Sc.

Prin intervenția posibilă în eroarea totală cu circa opt tipuri de erori, D.O.F.Sc. își dovedește importanța din punct de vedere al preciziei de prelucrare în orice sistem tehnologic materializat.

În anumite situații erorile legate de D.O.F. Sc pot avea ponderea cea mai mare în eroarea totală de prelucrare, prin aceasta D.O.F.Sc. influențînd în mod hotărîtor precizia de prelucrare.

Cercetarea D.O.F.Sc. din punct de vedere al preciziei geometrice, al preciziei cinematice, al rigidității deformației termice, al uzurii, al preciziei de orientare și fixare, al vibrațiilor, al reglării, și găsirea soluțiilor optime, constituie calea de reducere sau de eliminare a erorilor datorite D.O.F.Sc.

Dintre erorile datorate D.O.F.Sc. valoarea cea mai mare o pot avea erorile de orientare și fixare, erorile datorite deformațiilor elastice și erorile datorite uzurii.

Concluzii

— Eroarea totală de prelucrare într-un S.T.E. materializat poate fi calculată cu ajutorul unui calculator electronic pe baza datelor statistice oferite de cercetarea diverselor erori care apar în procesul de prelucrare.

— Influența D.O.F.Sc. asupra preciziei de prelucrare este importantă prin intervenția în cazul general al calculului erorii totale de prelucrare cu un număr însemnat de erori a căror pondere ca valoare poate fi destul de mare.

— În anumite S.T.E. materializate D.O.F.Sc. poate fi sursă principală de erori.

— Sînt necesare cercetări pentru determinarea legilor de variație a erorilor legate de D.O.F.Sc. și pentru găsirea soluțiilor de reducere a lor la minimum sau de eliminare totală.

— Sînt necesare cercetări pentru optimizarea D.O.F.Sc.

BIBLIOGRAFIE

1. *Botez, E.* Bazele generării suprafețelor pe mașini-unelte. Ed. tehnică, București, 1966.
2. *Brăgaru, A.* Cu privire la determinarea celor (n—K) scheme de bazare și fixare tehnic acceptabile (SBF—TA) la proiectarea dispozitivelor de lucru pentru prelucrări pe mașini-unelte. Comunicare la Sesiunea științifică a Institutului politehnic București — mai 1969.
3. *Brăgaru, A. Popescu, I.* Considerații asupra conceptului de sistem tehnologic elastic în tehnologia construcției de mașini. Buletinul Institutului politehnic, București., 1972.
4. *Brăgaru, A., Popescu, I.* Simbolizarea informațională a orientării și fixării sculelor. Revista ,,Standardizarea'' 1972.
5. *Cașirin, A. I.*, Tehnologia construcției de mașini (traducere din limba rusă), Ed. tehnică, București, 1953.
6. *Demiamiuk, F. S.* Bazele tehnologice ale producției în flux și automatizare (traducere din limba rusă) Ed. tehnică, București, 1962.
7. *Drăghici, G.* Bazele teoretice ale proiectării proceselor tehnologice în construcția de mașini. Ed. tehnică, București, 1971.
8. *Popovici, C. și alții* : Tehnologia construcției de mașini Ed. didactică și pedagocgică, București, 1967.

CZ. 621.02 – 229.21.003 : 657.47

Dispozitivul pentru prinderea sculei–factor al productivității și al stabilirii prețului de cost ale prelucrării în sistemul tehnologic

Ing. **Ioan POPESCU** – Institutul politehnic – București

1. Introducere

Creșterea performanțelor de precizie, de productivitate și de reducere a prețului de cost ale prelucrărilor în sistemul tehnologic : mașină unealtă — dispozitiv de prindere a semifabricatului — semifabricat — sculă — dispozitiv de prindere a sculei [3, 4] constituie preocupări de continuă actualitate ale producției.

Căile de creștere a productivității muncii și de reducere a prețului de cost ale prelucrărilor în sistemul tehnologic sînt foarte numeroase și complexe, unele contradictorii, și în general ele interferă cu căile de creștere a preciziei prelucrărilor. Aceste căi sînt atît de natură tehnică cît și de natură organizatorică și țin :

— de proiectarea pieselor de realizat (formă, materiale, semifabricate etc.) ;

— de organizarea muncii (în vederea eliminării pierderilor de timp legate de ascuțirea sculelor, de transportul semifabricatelor, de organizarea locului de muncă [4] etc) ;

— de raționalizarea tehnologiei (proiectarea fluxului tehnologic, a utilajului tehnologic și exploatarea acestuia) [2, 1]

Aproape orice problemă de natură tehnică sau organizatorică este legată de fiecare element al sistemului tehnologic : mașina unealtă, dispozitivele de prindere a semifabricatului sau sculei, semifabricatul, scula. Această lucrare urmărește punerea în evidență a aspectelor sub care dispozitivul de prindere a sculei influențează productivitatea și prețul de cost ale prelucrării în sistemul tehnologic precum și indicarea căilor pentru creșterea productivității și reducerea prețului de cost legate de acest element al sistemului tehnologic.

2. Influența dispozitivului de prindere a sculei asupra productivității și prețului de cost ale prelucrării în sistemul tehnologic

Dispozitivul de prindere a sculei [4, 3] este acel element al sistemului tehnologic prin care scula așchietoare este orientată și fixată în raport cu mașina-unealtă, corespunzător respectării unor condiții de generare macro și microgeometrică [3, 6]. Prin intermediul său se realizează deci practic legătura dintre organul de lucru (arbore principal, sanie, rasă etc.) al mașinii-unelte și sculă.

Influența dispozitivului de prindere a sculei asupra productivității și prețului de cost ale prelucrării în sistemul tehnologic este legată de :

— construcția acestui dispozitiv ca valoare tehnică și economică ;

— prinderea și desprinderea sa de pe mașina unealtă ;

— prinderea și desprinderea sculei din acest dispozitiv ;

— reglarea sau prereglarea sculei în dispozitiv etc.

Parametrii concreți corespunzători de apreciere a eficienței utilizării unui astfel de dispozitiv de prindere din punct de vedere economic și al productivității vor fi :

— timpul de prindere și desprindere cu sau fără scula montată de pe mașina-unealtă ;

— timpul de prindere și desprindere (schimbare) a sculei ;

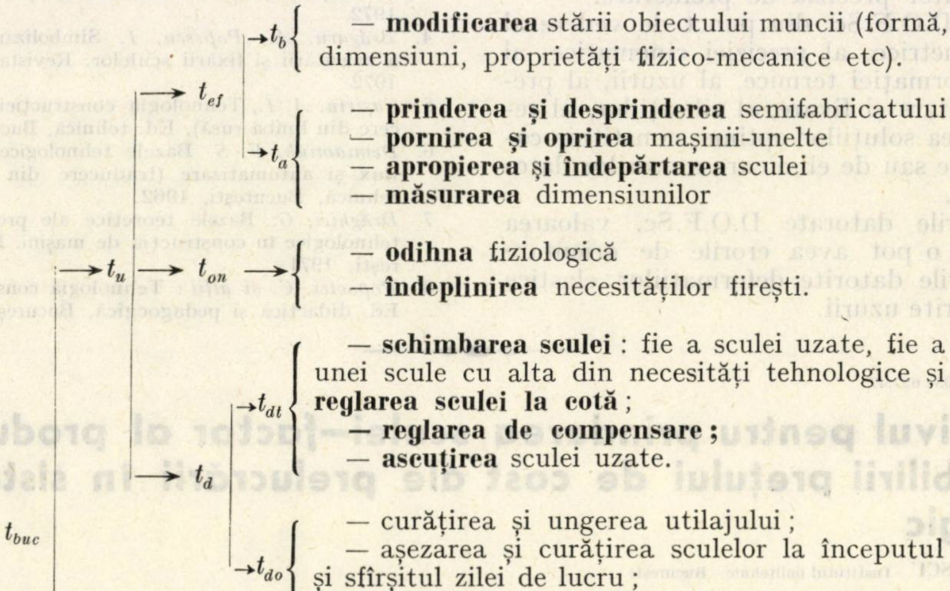
— timpul de reglare și/sau prereglare a sculei ;

Acești timpi au pondere foarte mare în timpul pe bucată, în special la prelucrările în serie mică, cu concentrare mare a prelucrărilor care reclamă schimbare frecventă a sculelor.

— regimurile de lucru permise de rigiditatea prinderii sculei și a dispozitivului în ansamblu ;

— prețul de cost al dispozitivului și al utilizării sale.

Spre a releva concret gradul de influență al acestui dispozitiv asupra productivității prelucrării se impune analiza normei tehnice de timp cu punerea în evidență a timpilor legați de el [1, 2, 8]



t_{buc} → t_u → t_{ef} → t_b

— **modificarea** stării obiectului muncii (formă, dimensiuni, proprietăți fizico-mecanice etc).

t_{ef} → t_a

— **prinderea și desprinderea** semifabricatului
— **pornirea și oprirea** mașinii-unelte
— **apropierea și îndepărtarea** sculei
— **măsurarea** dimensiunilor

t_u → t_{on}

— **odihna** fiziologică
— **îndeplinirea** necesităților firești.

t_u → t_d → t_{dl}

— **schimbarea sculei** : fie a sculei uzate, fie a unei scule cu alta din necesități tehnologice și **reglarea sculei la cotă** ;
— reglarea de compensare ;
— **ascuțirea** sculei uzate.

t_d → t_{do}

— curățirea și ungerea utilajului ;
— așezarea și curățirea sculelor la începutul și sfîrșitul zilei de lucru ;
— îndepărtarea așchiilor.

t_{buc} → t_{pi}

— primirea desenelor și a instrucțiunilor de lucru ;
— primirea dispozitivelor și a sculelor ;
— **reglarea inițială; fixarea dispozitivelor, fixarea sculelor; reglarea propriu-zisă la cotă.**
— **desprinderea dispozitivelor și a sculelor și predarea lor;**
— predarea lucrului executat și restului de materiale.

Semnificația notațiilor din analiza de mai sus este bine cunoscută :

tbuc — timp pe bucată ; tu — timp unitar ; tpî — timp de pregătire-încheiere ; tef — timp efectiv (tb. — timp de bază, ta — timp auxiliar) ; ton — timp de odihnă și necesități firești ; td — timp de deservire (tdt — timp de deservire tehnică ; tdo — timp de deservire organizatorică).

Se observă că în norma tehnică de timp a dispozitivului intervine în timpul de deservire tehnică și în timpul de pregătire încheiere prin timpii : de prindere și desprindere a sculei de prindere și de desprindere a dispozitivului de reglare a sculei la cotă.

Expresia de calcul a timpului pe bucată este :

$$t_{buc} = t_b + t_a + t_{on} + t_{dt} + \frac{t_{pi}}{n}$$

în care : n este lotul de fabricație.

Separînd timpii legați de dispozitiv ($t_{dt.\ \mathrm{D.P.Sc}}$, $t_{pi.\ \mathrm{D.P.Sc}}$) relația se poate scrie :

$$t_{buc} = t_b + t_a + t_{on} + t_{do} +$$

$$+ (t_{dt_1} + t_{dt\,\mathrm{D.P.Sc}}) + \left(\frac{t_{pi_1}}{n} + \frac{t_{pi.\ \mathrm{D.P.Sc}}}{n}\right) =$$

$$= t_b + t_a + t_{on} + t_{do} + t_{dt_1} + \frac{t_{pi_1}}{n} +$$

$$+ \left(t_{dt\,\mathrm{D.P.Sc.}} + \frac{t_{pi.\ \mathrm{D.P.Sc.}}}{n}\right) \qquad (2)$$

$$t_{buc} = t_1 + t_{.\mathrm{DP.Sc.}} \qquad (3)$$

Relația care dă productivitatea prelucrării devine :

$$Q = \frac{1}{t_{buc}} = \frac{1}{t_1 + t_{\mathrm{D.P.Sc.}}} \left[\frac{\mathrm{buc}}{\mathrm{min}}\right] \qquad (4)$$

în care :

Q este productivitatea ;
t_4 — suma timpilor din norma tehnică de timp, exceptînd cel legat de prinderea sculei ;
$t_{\mathrm{D.PSc}}$ — cota-parte a timpului pe bucată

legată și influențată direct de dispozitivul de prindere a sculei prin timpul de deservire tehnică și timpul de pregătire-încheiere. Este important de arătat că această cotă-parte nu este deloc neglijabilă. Pentru argumentarea acestui lucru este suficient să arătăm că spre exemplu pentru strungurile cu comandă numerică normele unor firme renumite din R.F.Germania prescriu numai pentru schimbarea unui cuțit un timp de 1,5 — 6 minute, funcție de precizia reglajului [7]. Considerînd incluși în t_1 și variabil t_{DPSc}, curba de variație a productivității Q se prezintă ca în fig. 1.

Se observă din graficul prezentat că prin reducerea timpilor de prindere și reglare a sculei în dispozitivul aferent pe mașina-unealtă, productivitatea prelucrării crește.

Judecînd prin prisma raportului $\frac{t_{\mathrm{D.P.Sc.}}}{t_{buc}}$, cu cît acest raport este mai mic, cu atît structura normei tehnice de timp este mai bună.

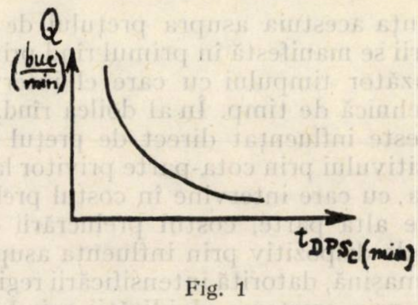


Fig. 1

Foarte important este acest aspect în special pentru situațiile în care schimbările sculelor sînt frecvente, cînd se lucrează cu multe scule, pe mașini-unelte universale și în producția de serie mică organizată pe principiul concentrării prelucrărilor.

Un alt aspect care poate fi luat în considerare în legătură cu productivitatea este cel al rigidității. Rigiditatea prinderii sculei și a dispozitivului în ansamblu constituie un factor important de creștere a productivității, prin faptul că se permite intensificarea regimurilor de așchiere, și prin aceasta se poate reduce timpul de bază t_b. Influența este similară influenței rigidității sistemului tehnologic în ansamblu [1, 2].

Legătura dintre timpul de bază și rigiditatea sistemului tehnologic (spre exemplu în cazul strungurilor) este dată de relația :

$$t_b = \frac{10t^x}{c_v} = \frac{1}{\left[\left(\frac{R}{\lambda \varepsilon C_p}\right)^{\frac{4}{3}}\right]^{1-\gamma}} \qquad (5)$$

în care : t este timpul de bază;
t — adîncimea de așchiere ;
x — exponentul parametrului t ;
c_v — coeficientul vitezei de așchiere ;
R — rigiditatea sistemului tehnologic ;
λ — coeficientul de legătură între valorile forțelor de așchiere F_y, F_z ;
ε — coeficientul de transmitere a erorilor de la semifabricat la piesă ;
C_p — coeficientul funcție de caracteristicile materialului de prelucrat ;
γ — exponentul parametrului s (avansul) [1].

Dispozitivul de prindere a sculei intervine în relația (5), deci influeanțează tehnologic pe R cunoscut fiind faptul că :

$$\frac{1}{R} = \Sigma \frac{1}{R_i} \qquad (6)$$

în care :

R reprezintă rigiditățile parțiale ale elementelor componente ale unui sistem tehnologic, unul dintre elemente fiind și dispozitivul de prindere a sculei.

Unele lucrări de specialitate [7] demonstrează influența timpului de schimbare a sculei asupra regimului optim de prelucrare ; acest lucru constituie un argument în plus pentru preocupările de creștere a productivității prin scăderea timpilor legați de exploatarea dispozitivelor de prindere a sculei.

* * *

Influența acestuia asupra prețului de cost al prelucrării se manifestă în primul rînd prin costul corespunzător timpului cu care el intervine în norma tehnică de timp. În al doilea rînd, prețul de cost este influențat direct de prețul de cost al dispozitivului prin cota-parte privitor la amortizarea sa, cu care intervine în costul prelucrării, iar pe de altă parte, costul prelucrării este influențat de dispozitiv prin influența asupra timpului de mașină, datorită intensificării regimurilor de lucru prin creșterea rigidității prinderii sculei în dispozitivul în ansamblu.

Foarte sumar privind problema, dacă vom considera expresia prețului de cost :

$$Cx = Ax + B \qquad (7)$$

cu luarea în considerare a cheltuielilor variabile A și a celor fixe B, separînd cheltuielile legate de dispozitiv : A.D.P.Sc. și B.D.P.Sc., expresia prețului de cost capătă forma (6) :

$$Cx = (A_1 + A_{D.P.Sc})x + (B_1 + B_{D.P.Sc}) \qquad (8)$$

Relația (6) pune în evidență influența dispozitivului atît asupra cheltuielilor variabile cît și asupra celor fixe legate de costul unei prelucrări.

Semnificația elementelor de calcul A și B este prezentată detaliat în lucrarea [2]. Referitor la elementele $A_{D.P.Sc}$ și $B_{D.P.Sc}$, care reflectă intervenția dispozitivului de prindere a sculei în prețul de cost al unui lot de piese (x) se pot arăta următoarele :

A.D.P.Sc — Cuprinde cheltuielile cu salariul muncitorului, în situația în care acestea pot fi micșorate pe baza reducerii timpului de bază prin creșterea rigidității ansamblului dispozitivului pentru prinderea sculei-sculă.

B.D.P.Sc — Cuprinde următoarele cheltuieli, care în general se fac o dată pentru tot lotul :
- cheltuieli cu pregătirea — încheierea fabricației, legate de timpii de pregătire—încheiere și de deservire tehnică, care includ activitățile : primirea dispozitivelor de prindere a sculelor și primirea sculelor, reglarea inițială, fixarea dispozitivelor de prindere a sculelor, prinderea sculelor, prereglarea, reglarea propriu-zisă la cotă, desprinderea dispozitivelor de prindere a sculelor și desprinderea sculelor, predarea acestora, schimbarea sculelor uzate sau din alte necesități tehnologice, reglarea de compensare, ascuțirea sculelor uzate ;
- cheltuieli cu dispozitivele de prindere a sculelor și sculele speciale necesare ;
- cheltuieli cu mijloacele de reglare sau prereglare necesare ;
- cheltuieli suplimentare legate de întreținerea și exploatarea dispozitivelor de prindere a sculelor și sculelor speciale.

Se observă clar din enumerarea elementelor prețului de cost influențate de exploatarea ansamblului dispozitiv de prindere a sculei-sculă **ponderea destul de mare** pe care acestea o au în prețul de cost al unui lot de piese. Este evident că prin reducerea acestor cheltuieli se pot obține indici favorabili ai prețului de cost.

3. Căi pentru creșterea productivității și reducerea prețului de cost legate de dispozitivul de prindere a sculei

Aceste căi se pot deduce analizînd factorii prezentați mai sus și sînt legate atît de proiectarea cît și de exploatarea dispozitivelor de prindere.

În vederea creșterii productivității se relevă următoarele căi :

- reducerea timpilor de prindere și desprindere (schimbare) a sculelor ;
- reducerea timpilor de prindere și desprindere a dispozitivelor ;
- reducerea timpului de reglare a poziției sculei în dispozitive
- introducerea pe scară largă a metodei de prereglare a sculelor ;
- reducerea timpilor de prereglare a sculelor ;
- creșterea rigidității dispozitivelor și a fixării sculei în dispozitive;
- creșterea calificării personalului tehnic de deservire.

Concret, soluțiile se axează pe construcții adecvate de dispozitive de prindere a sculelor și scule, precum și din mijloace de reglare, ca de exemplu :

- dispozitive și scule care să permită prinderea și desprinderea rapidă a sculelor, pe cît posibil chiar în timpul lucrului ;
- scule și dispozitive corespunzătoare, concepute pe baza unor scheme de orientare și fixare noi :
- sisteme de fixare rapidă și sigură (spre exemplu hidraulice) ;
- dispozitive adaptabile pe mașinile-unelte, care să asigure repoziționarea rapidă a sculelor la cotă după ascuțire ;
- dispozitive multiple interschimbabile pentru prinderea sculelor, care să se poată demonta ușor și rapid de pe mașină și în care prinderea și reglarea (prereglarea) sculelor la cotă să se facă în afara mașinii-unelte ;
- dispozitive turnante pentru prinderea sculelor, de tipul capetelor revolver, cu mai multe locuri pentru scule ;
- sisteme de schimbare automată a sculelor (mîini mecanice etc.), sisteme deja utilizate pe centre de prelucrare ;
- micșorarea numărului sculelor utilizate, prin scule combinate ;
- dispozitive de prereglare rapidă a sculelor la cotă (dispozitive optico-mecanice) ;
- construcții speciale de șabloane în vederea reglării pe anumite mașini-unelte ;

— sisteme de control activ și auto-reglare pentru reglările periodice etc.

În vederea reducerii prețului de cost al prelucrării în afară de căile de scădere a timpilor legați de aceste dispozitive rezultate din cele de mai sus, se mai impun următoarele căi :

— proiectare rațională și ieftină a dispozitivelor

— reducerea prețului lor de cost ;

— realizarea unor dispozitive cu grad mare de universalitate, atît în ceea ce privește prinderea sculelor cît și în ceea ce privește utilizarea lor pe mașini-unelte.

Din punct de vedere organizatoric, atît pentru creșterea productivității cît și pentru reducerea prețului de cost, se impun măsuri similare gospodăririi oricăror mijloace de muncă [1, 2], astfel încît pierderile de timp legate de aprovizionare și exploatare să fie reduse la minimum.

Se observă din cele expuse că problemele și căile de rezolvare a lor nu se pot delimita strict la un singur aspect (precizie [6], productivitate, preț de cost), ci interferă, se condiționează reciproc. Mai mult, de multe ori sînt contradictorii, lucru care impune soluționarea prin optimul de compromis [5]. Soluția optimă de rezolvare nu poate fi găsită decît printr-o analiză pe baza unor curbe de variație a preciziei, a productivității, a prețului de cost, caracteristice diverselor dispozitive de prindere a sculelor.

4. Concluzii

Dispozitivul de prindere a sculei este un factor important al productivității și al prețului de cost ale prelucrării în sistemul tehnologic. Rezerve importante de creștere a productivității și reducere a prețului de cost sînt legate de dispozitivul de prindere a sculei. Sintetic aceste rezerve se referă la reducerea timpilor de mașină în ceea ce privește productivitatea și la reducerea prețurilor de cost ale dispozitivelor de prindere a sculelor, ale sculelor, ale mijloacelor de reglare și prereglare, în ceea ce privește prețul de cost. Aceste aspecte trebuie avute în vedere în special pentru proiectarea dispozitivelor de prindere a sculelor pentru mașinile-unelte cu comandă numerică.

BIBLIOGRAFIE

1. *Popovici, C.* ș.a. Tehnologia construcției de mașini, Editura didactică și pedagogică, București, 1967.
2. *Drăghici, G.* Bazele teoretice ale proiectării proceselor tehnologice, Editura tehnică, București, 1971.
3. *Brăgaru, A. Popescu I.* Considerații asupra conceptului de sistem tehnologic elastic în tehnologia construcției de mașini. Buletinul Institutului politehnic — București, nr. 4, 1973.
4. *Popescu, I.* Asupra terminologiei elementelor componente ale sistemului tehnologic în tehnologia construcției de mașini. Standardizarea, nr. 11, 1973.
5. *Popescu, I.* Ottimizzazione dei dispositivi di presa degli utensili che lavarono con asportazione di truciolo In : Macchine — (Italia) nr. 12, 1973.
6. *Brăgaru, A., Popescu I.* Influența dispozitivului de orientare și fixare a sculei asupra preciziei de prelucrare în sistemul tehnologic. In : Construcția de mașini, nr. 1, 1975.
7. *Crist, G.* Viteza optimă de așchiere depinde de timpul necesar pentru schimbarea sculei. Metaloworking Prod. Anglia, 112, pr. 1, ian. 1968.
8. *Enache, St.* Tehnologia sculelor așchietoare. Editura tehnică, București, 1963.
9. *Popescu, I.* Sui problemi della precisione di orientamento e fissaggio degli utensili chel avorano con asportazione di truciolo. In : Macchine (Italia), nr. 11, 1973
10. *Popescu, I.* — Dispozitive din elemente schimbabile pentru prinderea sculelor așchietoare pe mașini-unelte. Standardizarea română, nr. 7, 1973.

◆

CZ. 621.791.14 : 621.9.02

Cercetări privind sudarea prin frecare a semifabricatelor pentru scule

Ing. **Valeriu TIRZIU** – Institutul de sudură și încercarea metalelor (ISIM) – Timișoara

1. Caracteristici de bază ale sudării prin frecare

Sudarea prin frecare este un procedeu relativ recent (1956), care face parte din grupa procedeelor de sudare prin presiune ; este aplicabil mai ales la îmbinarea pieselor cu secțiune circulară. Sudarea pieselor prin frecare se realizează datorită încălzirii locale și deformării plastice, în secțiunea îmbinării, creîndu-se astfel condițiile necesare formării cristalelor comune între capetele în contact ale pieselor de sudat. Sursa termică o constituie căldura degajată prin frecarea dintre piesele de sudat. Schema de principiu a sudării prin frecare este prezentată în figura 1.

Fazele procesului de sudare sînt următoarele :

— antrenarea uneia dintre piese într-o mișcare de rotație (figura 1 a) ;

— asigurarea contactului între cele două piese (figura 1 b)

— încălzirea capetelor pieselor în contact sub acțiunea momentului de frecare, determinat de apăsarea axială (figura 1 c).

— refularea, asigurată după oprirea piesei din mișcarea de rotație (figura 1 d).

Sudarea prin frecare prezintă următoarele avantaje față de sudarea electrică prin presiune :

a. Posibilitatea sudării unor materiale cu puncte de topire diferite, cum ar fi tantal (3 000°C) cu oțel (~1500°C).

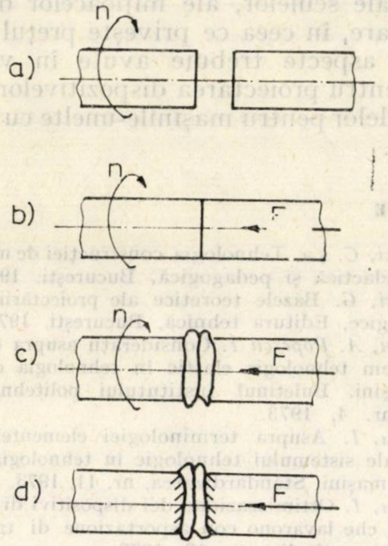


Figura 1 – Fazele procesului de sudare prin frecare

b. Posibilitatea sudării unor piese avînd secțiuni și forme diferite cum ar fi : bare cu plăci, flanșe cu țevi, precum și fire de numai 0,75 mm sau țevi de diametru pînă la 1200 mm.

c. Încărcarea simetrică a rețelei electrice, deoarece în cazul sudării prin frecare se folosesc motoare trifazate, pe cînd în cazul sudării electrice prin presiune se folosesc de obicei transformatoare monofazate.

d. Realizarea unui factor de putere — cosφ — mai bun (0,85) decît la sudarea electrică prin presiune (0,6).

e. Realizarea unui consum specific de energie mai mic. De exemplu, la sudarea electrică prin presiune a pieselor din oțel moale, raportul dintre secțiunea acestora și puterea transformatorului de sudură al mașinii variază între 10 și 25 mm^2/KVA. Pentru aceleași piese la sudarea prin frecare raportul dintre secțiunea lor maximă și puterea motorului de antrenare este de 50 mm^2/KVA.

f. Sudarea prin frecare permite o mai ușoară mecanizare și automatizare a procesului.

g. Procedeul de sudare prin frecare se poate aplica și materialelor plastice.

h. Nu apar proiecții de materiale incandescente (scîntei) sau degajări de gaze, lucrul desfășurîndu-se astfel într-o atmosferă curată și în condiții igienice.

Parametrii tehnologici de bază ai procesului de sudare prin frecare sînt :

— viteza relativă de rotație a pieselor de sudat,
— presiunea de frecare între piese,
— presiunea de refulare,
— timpul de frecare,
— timpul de refulare.

Alegerea parametrilor se face în funcție de calitatea materialelor, de forma și de dimensiunile pieselor ce urmează a fi sudate.

În cazul pieselor din oțel moale viteza periferică optimă este de ordinul a 1 m/s, ea realizîndu-se în funcție de diametrul pieselor de sudat cu viteze de rotație de la 700 pînă la 2 000 rot/min.

— Presiunea de frecare variază în limitele de 3 . . . 5kgf/mm^2.

Presiunea de refulare este aproximativ de două ori mai mare decît cea de frecare.

— Durata unui ciclu de sudare variază de la 3 s la 60 s.

Acești parametri fiind reproductibili, se asigură o calitate constantă sudurilor.

2. Aplicarea sudurii prin frecare la producția de scule așchietoare tip burghie, alezoare, freze, tarozi

Sudarea prin frecare se aplică sculelor așchietoare confecționate din două bucăți ; partea activă a sculei se confecționează dintr-un oțel carbon sau aliat de scule, iar coada sculei se confecționează dintr-un oțel carbon de calitate sau slab aliat.

Confecționarea sculelor din două bucăți prin sudare se aplică dimensiunilor de scule cu diametrul de peste 10 mm și își găsește rațiunea în următoarele :

— Se realizează o economie însemnată de oțel aliat, care este de circa zece ori mai scump decît materialul cozii sculei.

— Folosirea unui material mai tenace la confecționarea cozii sculei duce la amortizarea vibrațiilor ce apar în procesul de așchiere.

În cadrul Institutului de sudură și încercarea metalelor din Timișoara – ISIM, dispunîndu-se de o mașină de sudat prin frecare de producție poloneză tip ZTb10, s-au efectuat încercări de sudare prin frecare pentru semifabricate de scule din oțeluri rapide, Rp3 sau Rp5 STAS 7382–66 și oțel carbon de calitate, OLC 45 STAS 880–66, în vederea determinării unor regimuri optime de sudare.

Masina folosită are următoarele caracteristici tehnico-funcționale :

— diametrul pieselor de sudat pentru oțeluri nealiate	10 . . . 30mm
— pentru oțeluri înalt aliate (oțeluri de scule)	10 . . . 22 mm
— lungimea maximă a pieselor de sudat	200 mm ÷ nelimitată de mașină
— viteza de rotație a păpușii fixe	1450 rot/min.
— forța maximă de frecare	4500 kgf
— forța maximă de refulare	4500 kgf
— procesul tehnologic	în trepte
— cursa căruciorului	215 mm
— timpul de frecare	2 . . . 20 s
— timpul de refulare	0,5 . . . 6 s
— presiunea de alimentare (cu aer comprimat)	5 atm.
— consumul maxim de aer comprimat	8 m^3/h
— acționarea : cu motor asincron trifazat	380 . . . 500 V 50 Hz
— puterea motorului de antrenare	13 kW
— circuitul de comandă	tensiunea 220 V 50 Hz, puterea 500 VA ;
— greutatea mașinii	1400 kg
— dimensiuni de gabarit	2220×740×1220 mm

Pentru încercările de sudare a semifabricatelor de scule, în vederea determinării unei tehnologii optime de sudare, s-au folosit semifabricate din oțelurile OLC 45, Rp3 și Rp5, avînd diametrul de 16 mm și lungimea de 100 mm. Acestor oțeluri li s-a făcut în prealabil analiza chimică și s-a constatat că ele se încadrează în prescripțiile STAS (tabelul 1). S-a făcut de asemenea analiza microstructurală pentru fiecare oțel în parte, iar aspectul microstructural este prezentat în figurile 2, 3, 4.

Tabelul 1

Compoziția chimică a oțelurilor Rp3, Rp5 și OLC45, de Ø 16 mm, folosite la sudarea prin frecare

Mărci	Compoziția chimică %								
	C	Si	Mn	Cr	Mo	W	V	S	P
Rp3	0,75	0,42	0,25	3,9	0,4	18,5	1,1	0.012	0,01
Rp5	0,78	0,38	0,28	4,1	5,5	6,21	1,75	0,013	0,019
OLC 45	0,44	0,33	0,69	—	—	—	—	0,021	0,035

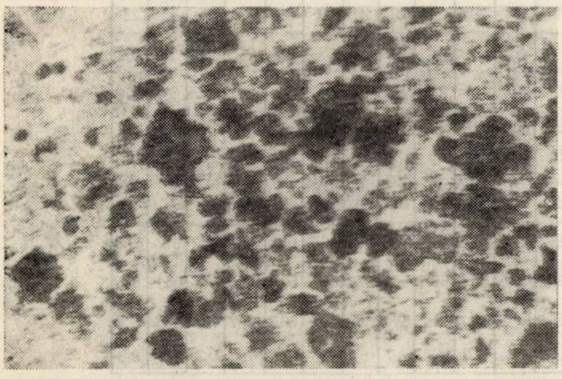


Figura 2 — Microstructura materialului de bază OLC 45 Ø 16 mm ; atac nital × 100

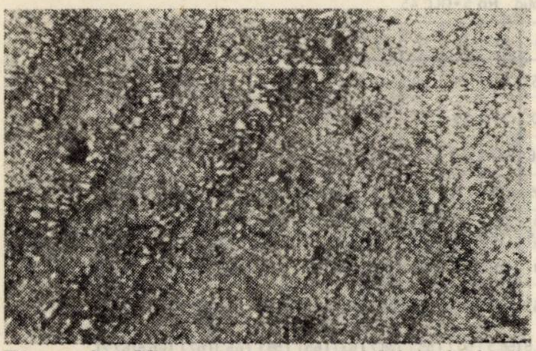


Figura 3 — Microstructura materialului de bază Rp3 Ø 16 mm ; atac picral × 100.

Din analiza figurii 2 se constată că structura metalografică a oțelului OLC 45 este formată din ferită și perlită, avînd mărimea grăuntelui de 6...7, după STAS 5940—67 în centrul piesei și de 5...7 spre exteriorul ei. Acest punctaj al grăuntelui metalografic corespunde scopului propus, sudarea prin frecare. Așezarea feritei și perlitei în ansamblul structural al oțelului se face prin separarea lor sub formă de ,,plaje'' feritice și perlitice, uniforme ca mărime și distribuție. Perlita analizată la mărimi microscopice mai mari (x500) prezintă o structură foarte fină, atît prin finețea lamelor de ferită și cementită cît și prin uniformitatea lor.

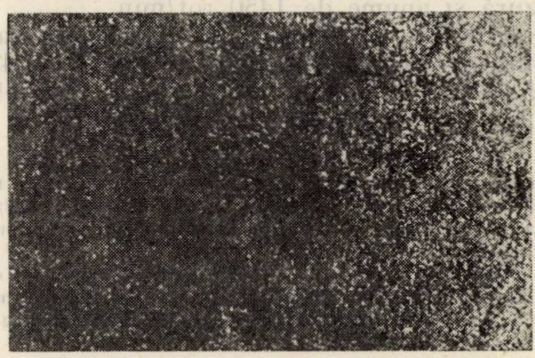


Figura 4 — Microstructura materialului de bază Rp 5 Ø 16 mm ; atac picral × 100

În figura 3 se arată structura metalografică a oțelului Rp3, care este feritică, cu carburi complexe de diferite mărimi, dispuse cu precădere la limita grăuntelui ereditar.

Totuși, carburi mai fine ,,punctează'' aproape uniform întreaga masa feritică. Carburile au o formă poliedrică neregulară, pe alocuri alungite ; aspect care se observă mai ales la mărimi microscopice mai mari (k500).

Analiza structurală a piesei în direcția longitudinală arată că prin însușirea lor carburile trasează liniile de curgere ale materialului de laminare.

Se consideră că această structură, inclusiv așezarea carburilor cît și mărimea lor, asigură proprietăți ridicate sculelor așchietoare confecționate din acest oțel.

Structura metalografică a oțelului Rp5 din figura 4 este formată din ferită cu carburi complexe. În cazul acestui oțel finețea structurală este mai ridicată decît la oțelul Rp3, prin însăși repartizarea și mărimea carburilor, dînd aspectul unei plase cu ochiuri mici pe cadrul suport al feritei. Analizînd structura la mărimi mai mari (x500) se distinge forma poliedrică a carburilor, faptul că numărul celor alungite este mai mic și că predomină carburile fine de formă apropiată de cea circulară. Analizînd structura probei în direcție longitudinală se observă că înșiruirea carburilor nu este atît de marcantă ca în cazul oțelului Rp3, direcția de laminare fiind trasată discret de înșiruirea carburilor.

Alegerea parametrilor de sudare prin frecare în vederea obținerii unei tehnologii optime a avut la bază indicațiile date în lucrările [1, 2, 3, 4, 5].

Există două direcții de dezvoltare a sudurii convenționale prin frecare, și anume :

— cercetătorii sovietici indică presiuni de frecare și de refulare ridicate, la timpi operaționali mai scurți, iar

— cercetătorii germani și britanici indică presiuni de frecare și de refulare mai scăzute cu timpi operaționali mai lungi.

În această lucrare s-au experimentat regimuri de sudare prin frecare după ambele direcții, dar s-a avut în vedere și faptul că mașina folosită nu dispunea de trepte de turație ci doar de una singură și anume de 1450 rot/min.

Regimurile experimentate, cît și rezultatele obținute pentru combinațiile Rp3 + OLC45 și Rp5 + OLC45, sînt consemnate în tabelele 2 și 3. cu următoarele observații :

— La presiuni scăzute de frecare asociate cu timpi lungi de frecare nu s-au obținut rezultatele corespunzătoare, rezistența la rupere a îmbinării sudate prin frecare fiind mult sub cea a materialului de bază OLC 45 ; totodată s-a consumat o cantitate mare de material în bavură.

— Presiunea de refulare a fost egală sau mai mare decît presiune de refulare pentru toate regiumurile experimentate.

— Timpul de refulare a fost același pentru toate regimurile experimentate și anume de **4,15** s.

Se poate concluziona că regimul optim pentru combinația Rp3 + OLC45 este :

$$p_f = 25 \text{ kgf/mm}^2$$

$$p_r = 25 \text{ kgf/mm}^2$$

$$t_f = 4{,}52 \text{ s}$$

$$t_r = 4{,}15' \text{ s}$$

$$\Delta mt = 5{,}2 \text{ mm}$$

iar pentru combinația Rp5 + OLC45 este :

$$p_f = 25 \text{ kgf/mm}^2$$

$$p_r = 25 \text{ kgf/mm}$$

$$t_f = 3{,}2 \text{ s}$$

$$t_r = 4{,}15 \text{ s}$$

$$\Delta mt = 4{,}7 \text{ mm}$$

Tabelul 2

Regimurile de sudare prin frecare pentru combinația Rp 3+OLC 45

Nr. crt.	Regimul	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	Presiunea de frecare, kgf/mm²	10	10	10	10	10	15	15	15	15	15	20	20	20	20	20	25	25	25	25	25
2	Presiunea de refulare kgf/mm²	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
3	Timpul de frecare sec	3,2	4,52	5,6	7,44	10,32	2,3	3,2	4,52	5,6	7,44	2,3	3,2	4,52	5,6	7,44	2,3	3,2	4,52	5,6	7,44
4	Timpul de refulare sec.	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15
5	Lungimea liberă, mm	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5
6	Saiba de formare	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da
7	Rezistenta la tractu kgf/mm² Gr max.	29,7	30,4	37,3	41,0	45	40,5	48,6	55,4	58,7	63,4	56,7	64,7	65,3	66,1	66,7	61,3	65,7	67,2	67,4	67,6
8	Gr min.	22,6	23,4	35,1	35,4	36,7	38,7	44,6	49,7	54,2	60,5	53,4	60,7	63,1	63,3	64,1	59,7	63,8	65,4	66,1	66,7
9	Gr med.	26,4	27,1	36,2	37,4	38,7	39,3	45,9	53,1	56,3	62,5	55,1	62,8	64,7	64,9	65,2	60,7	64,7	66,4	66,4	67,0
10	Scurtarea la sudare mm	2,1	2,3	2,6	2,9	3,4	2,7	3,1	3,5	3,9	4,3	3,7	4,2	4,7	5,1	5,6	4,2	4,9	5,2	5,7	6,3

Tabelul 3

Regimurile de sudare prin frecare experimentate pentru combinatia Rp 5+OLC 45

Nr. crt.	Regimul	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	Presiunea de frecare kgf/mm²	10	10	10	10	10	15	15	15	15	15	20	20	20	20	20	25	25	25	25	25
2	Presiunea de refulare kgf/mm²	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
3	Timpul de frecare, sec.	3,2	4,52	5,6	7,44	10,32	2,3	3,2	4,52	5,6	7,44	2,3	3,2	4,52	5,6	7,44	2,3	3,2	4,52	5,6	7,44
4	Timpul de refulare sec.	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15
5	Lungimea libera mm	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5	2,5...3,5
6	Saiba de formare	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da	da
7	Rezistenta la tract kgf/mm Gr max.	23,4	26,1	30,2	35,0	44,5	38,4	45,1	48,8	55,7	60,8	50,4	57,2	61,7	64,2	66,2	60,2	67,1	67,3	67,1	67,3
8	Gr min.	21,5	24,7	24,9	31,0	40,3	34,5	41,2	43,0	51,8	58,3	50,1	55,1	58,7	63,1	65,1	59,1	66,3	67,1	66,8	67,2
9	Gr med.	22,7	25,3	27,7	33,8	42,1	37,3	42,3	45,7	53,7	59,7	50,2	56,3	59,7	63,8	65,7	59,7	66,7	67,2	67,0	67,2
10	Scurtarea la sudare, mm	2,0	2,2	2,7	3,0	3,3	2,5	2,8	3,3	3,7	4,2	3,5	3,8	4,3	4,9	5,4	4,1	4,7	5,1	5,5	6,2

— Rezultate corespunzătoare scopului propus, adică rezistența îmbinării sudate mai mare decît a materialului de bază OLC 45, s-au obținut cu presiuni de frecare și de refulare ridicate și timpi de frecare scurți.

— Scurtarea la sudarea prin frecare crește cu creșterea timpului de frecare pentru fiecare grup de regimuri.

Referitor la noțiunea de lungime liberă și șaiba de formare — elemente componente ale procesului de sudare prin frecare — se poate spune că ele se întîlnesc numai în cazul materialelor avînd diametrii egali dar durități foarte diferite.

Lungimea liberă a piesei din păpuşa fixă a maşinii de sudat prin frecare este proeminenţa de material de la nivelul şaibei de prindere a acestei părţi de către maşină.

Elementele de calcul ale lungimii libere cît şi forma şaibei de formare sînt prezentate în figura 5.

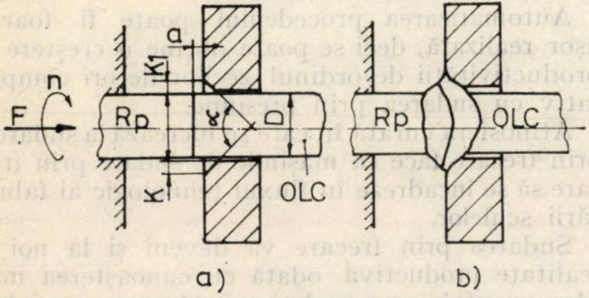


Figura 5 — Elementele de calcul ale lungimii libere.

În lucrarea [1] se dă o schemă de calcul a lungimii libere, luînd în considerare diametrul piesei şi elementele constructive ale şaibei de formare, după cum urmează:

$$a = (1{,}5 \ldots 2{,}0)\ a_p$$

în care:

a este lungimea liberă practică

a_p — lungimea liberă teoretică

$$a_p = \frac{K_1^2}{R^2} \cdot \left(R + \frac{K_1}{3}\right)$$

iar

$$K_1 = K + \frac{D_0 - D}{2}$$

în care se adoptă

$$D_0 = D + 1$$

Pentru cazul de faţă, al barelor de diametrul 16 mm, rezultă:

$$a = (1{,}5 \ldots 2{,}0).\ 1{,}23 \text{ mm}$$

$$a = (2{,}0) \ldots 2{,}5) \text{ mm}$$

Din încercările practice efectuate s-a constatat că a calculat este prea mic, fapt pentru care s-a majorat la:

$$a = (2{,}5 \ldots 3{,}5) \text{ mm}$$

S-a adoptat această valoare a lungimii libere din următoarele motive:

— precizia lungimii de debitare, în mod practic nu poate fi sub 1 mm;

— la lungimea liberă prea mică, folosind timpi de frecare mai lungi, se obţine o uzură a materialului de bază Rp mult mai mare (3 ... 4 mm), ceea ce constituie o pierdere nejustificată de material mai scump.

Şaiba de formare este piesa de închidere (capac) a păpuşii fixe, ea îndeplinîndu-şi funcţia numai atunci cînd materialul mai moale se aşază în această parte a maşinii.

Elementele constructive mai importante ale şaibei de formare sînt:

a. Diametrul de trecere prin şaiba de formare, care trebuie să fie cu 1 mm mai mare decît diametrul barei de sudat, în caz contrar favorizîndu-se ,,agăţarea'' barei în şaibă.

b. Unghiul de degajare al şaibei de formare trebuie să aibă valoare de 45°, pentru că la unghiuri mai mici se înregistrează o uzură foarte mare a şaibei în regiunea de formare a bavurii prin efectul de pană al materialului, iar în cazul unghiurilor mai mari se obţine o revărsare a materialului sub formă de strat subţire, care duce la o uzură foarte mare a materialului, fără a obţine efectul termic scontat.

3. Eficienţa economică a sudării prin frecare a semifabricatelor de scule

Aprecierile eficienţei economice a procedeului de sudare prin frecare se vor face în comparaţie cu procedeul de sudare prin presiune cu topire intermediară.

Aprecierile economice au la bază următorii indici:

— productivitatea procedeului;

— consumul de energie;

— scurtarea piesei la sudare.

Toate aceste aprecieri au fost făcute avînd ca bază elemente din producţia de scule a Intreprinderii de scule Rîşnov, prin compararea semifabricatelor de scule de aceeaşi calitate şi dimensiuni.

Comparînd coeficientul eficienţei economice al sudării prin frecare cu cel al sudării prin presare, raportul dintre norma de timp sau costul manoperei celei prin presiune faţă de cea prin frecare rezultă:

$$K_{pt} = \frac{0{,}76}{0{,}453} = 1{,}7$$

$$K_{pc} = \frac{0{,}0837}{0{,}0504} = 1{,}7$$

Deci productivitatea sudării prin frecare faţă de cea prin presiune este de 1,7 ori mai mare.

În cazul consumului de energie electrică, coeficientul de eficienţă economică al sudării prin frecare faţă de cealaltă va fi:

$$K_e = \frac{0{,}24}{0{,}049} = 4{,}9$$

Deci din punct de vedere al consumului de energie, sudarea prin frecare consumă de 4,9 ori mai puțin atît valoric cît și cantitativ decît sudarea prin presiune.

În acest caz nu s-au cuprins în relații de calcul încărcarea trifazată uniformă în cazul sudării prin frecare față de încărcarea monofazată, asimetrică pentru cea prin presiune și nici factorul de putere înrăutățit în cazul sudării prin presiune ($\cos\varphi = 0{,}6$) față de cel al sudării prin frecare ($\cos\varphi = 0{,}85$).

În cazul scurtării la sudare, eficiența economică a sudării prin frecare față de cea prin presiune a fost evaluată prin cantitatea de material pierdută în primul caz cît și în cel de-al doilea.

$$K = \frac{0{,}0271}{0{,}0217} = 1{,}25 \text{ pentru Rp3}$$

$$K = \frac{0{,}0261}{0{,}0196} = 1{,}33 \text{ pentru Rp5}$$

Se observă că și în acest caz pierderea de material în bavură la sudarea prin presiune este mai mare decît la cea prin frecare cu 1,25 , respectiv de 1,33 de ori.

Eficiența globală a sudării prin frecare față de cea prin presiune va fi :

$$K_g = \frac{0{,}1828}{0{,}0860} = 2{,}10 \text{ pentru Rp3}$$

$$K = \frac{0{,}182}{0{,}0847} = 2{,}16 \text{ pentru Rp5}$$

4. Concluzii

Sudarea prin frecare este un procedeu tehnologic de productivitate ridicată, preț de cost scăzut și tehnicitate superioară tuturor procedeelor aplicate pînă acum la sudarea sculelor.

Perspectivele aplicării sudării prin frecare sînt dintre cele mai frumoase, datorită faptului că utilajele folosite la sudare sînt simplu și ușor de mînuit și nu necesită personal de înaltă calificare.

Pregătirea pieselor în vederea sudării nu prezintă dificultăți, nefiind impuse nici un fel de condiții suprafeței de frecare.

Automatizarea procedeului poate fi foarte ușor realizată, deci se poate obține o creștere a productivității de ordinul zecilor de ori comparativ cu sudarea prin presiune.

Atmosfera curată în care se lucrează la sudarea prin frecare face ca mașinile de sudare prin frecare să se încadreze în fluxul tehnologic al fabricării sculelor.

Sudarea prin frecare va deveni și la noi o realitate productivă odată cu cunoașterea marilor avantaje pe care le prezintă acest procedeu și prin dotarea sau autodotarea unor fabrici de scule sau sculării cu mașini de sudare prin acest procedeu.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * — Bedienungsanleitung Nr. A 30—09/1 für die Reib-Stumpfschweissmaschine Tip ZT b 10.
2. *Avram, I.*, *Sălăgean, T.* — Procedee conexe sudării. Editura tehnică, Buc., 1968.
3. *Voinov, V. P.* — Regimuri optime de sudare prin frecare a sculelor. Avt. Svarka nr. 3 (144) — 1965 p. 14—17.
4. *Vill, V. I.* — Aplication of Friction welding for the Production of Tools from Steels with increased head Stability. IIS Doc. III, 434—71
5. *Sciaky* Le soudage par friction.
6. * * * Norme și normative ale Întreprinderii de scule Rîșnov, pentru sudarea prin topire intermediară a sculelor de tip burghie, alezoare, tarozi.
7. * * * Cercetări privind aplicarea procedeului de sudare cap la cap prin frecare (C.S.I.O.)
8. * * * Cercetări privind aplicarea procedeului de sudare cap la cap prin frecare la semifabricate pentru scule din oțel Rp3 + OLC45 și DM05 + OLC45. (C.S.I.O).

STUDII ȘI CERCETĂRI OBȚINUTE ÎN DOMENIUL SUDĂRII

CZ. 621.791 : 669.715 (09)

Probleme de perspectivă privind realizarea construcțiilor sudate din aliaje de aluminiu

Prof. dr. ing. **Vladimir POPOVICI** – Institutul politehnic – Timișoara
Conf. dr. ing. **Sever ȘONTEA** – Universitatea din Craiova

1. Perspectiva imediată a țării noastre de a produce o gamă largă de aliaje de aluminiu laminate va crea posibilitatea realizării unor construcții sudate ușoare și rezistente. În legătură cu aceasta se ridică în mod pregnant o serie de probleme care privesc realizarea viitoarelor construcții sudate la nivelul tehnicii mondiale, printre care integrarea în standardele similare din străinătate, asimilarea fabricației utilajelor de sudură specifice, confecționarea materialelor de adaos, pregătirea personalului etc.

Lucrarea de față dezvoltă o parte din aceste probleme în scopul stabilirii în perspectivă a celor mai bune soluții de rezolvare.

2. Standardizarea

În momentul de față aliajele de aluminiu deformabile, care fac obiectul proceselor tehnologice de prelucrare prin sudare, sînt standardizate în țară în mod informativ numai ca definire prin STAS 7608–66, care poartă titlul ,,Aliaje de aluminiu deformabile. Mărci''.

În acest standard sînt indicate principalele grupe de aliaje ca $\mathrm{Al\,Mn_1}$; $\mathrm{AlMg_3}$; AlSiMg; AlZnMg; AlSiMgMnTi; $\mathrm{AlZn_4Mg_3Cu}$, etc și compoziția chimică a acestora, care este apropiată de cea a aliajelor de același fel care se fabrică în străinătate.

Ținînd seama că cea mai mare parte din aceste aliaje în momentul de față nu sînt asimilate în țară și că ele vor constitui în măsura necesităților obiectul preocupărilor uzinei de prelucrare de la Slatina, este necesar să fie elaborate și standardele referitoare la proprietățile mecanice ale aliajelor în funcție de starea de prelucrare și tratament sau în funcție de dimensiuni. Pentru elaborare sînt necesare cercetări experimentale ample care trebuie să verifice posibilitățile aliajelor străine.

După cum se cunoaște, în general standardele străine precizează și caracteristicile de sudare ale aliajelor, indicînd procedeele cele mai potrivite. Din acest punct de vedere urmează de asemenea să se desfășoare cercetări în unitățile de cercetare care au deja formate nuclee de cercetări și aparatura necesară, cum ar fi Institutul politehnic din Timișoara, Centrul de cercetare al grupului de uzine pentru mașini și aparate electrice din Craiova etc.

Se cunosc procedeele de sudare cele mai corespunzătoare sudării aliajelor din aluminiu; ele sînt fie cu arc electric în mediu de gaz protector, fie cu electrod nefuzibil de wolfram (WIG), fie cu sîrmă electrod fuzibil (MIG), fie sudarea automată sau semiautomată, sub strat de flux [1].

Asimilarea fabricației în țară a surselor și utilajelor pentru aceste procedee de sudare se poate face cu ușurință de către o întreprindere specializată, cum ar fi Intreprinderea de mașini electrice București, ''Electrotehnica'' București etc., întrucît materialele și piesele de schimb utilizate sînt asimilate aproape în întregime în țară.

3. Materiale de adaos

Extinderea utilizării aliajelor de aluminiu deformabile în industrie nu este de conceput fără o bază materială pentru materialele de adaos.

Fabricarea aliajelor de aluminiu de adaos este condiționată de existența unor utilaje de prelucrare specifice. Tehnologia de fabricare a sîrmelor electrozi este destul de dificilă, ținînd cont pe de o parte de gradul de oxidabilitate mare al aluminiului, iar pe de altă parte de ecruisajul puternic care se produce în timpul fazelor succesive de deformare.

În afara acestor condiții mai intervin și toleranțele dimensionale strînse ale materialelor de adaos mai ales cînd este vorba de sîrme utilizate pentru procedeul MIG.

În momentul de față, în țara noastră se produc numai sîrme cu diametrul de 4 mm corespunzătoare din punct de vedere chimic cu aliajele AlMgMnSi. Livrarea se face în bare cu lungimi de pînă la 3 m.

Asimilarea în țară a restului de aliaje deformabile pentru sudare va ridica și necesitatea asimilării materialelor de adaos respective.

Materialele de adaos propuse pentru asimilare sînt prezentate în tabelul 1.

Materiale de adaos pentru sudarea aliajelor de aluminiu propuse a fi asimilate în țară *Tabelul 1*

Denumirea	Caracteristici		Domenii de folosire
	Compoziția chimică	Rezistența la rupere	
Aluminiu pur	99,5–99,8% Al	7–10 daN/mm^2	Sudarea aluminiului pur
Aluminiu pur modificat cu titan	99,5% Al 0,1% Ti	8–11 daN/mm^2	Sudarea aluminiului pur și a aliajelor AlMn
Aluminiu-mangan	1% Mn	10–16 daN/mm^2	Sudarea aliajelor de aluminiu de tip AlMn
Aluminiu-magneziu	3% Mg 5% Mg	18–26 daN/mm^2	Sudarea aliajelor de aluminiu de tip $\mathrm{AlMg_3}$ Sudarea aliajelor de aluminiu de tip $\mathrm{AlMg_5}$ și AlZnMg.
Aluminiu-magneziu-mangan-siliciu	1% Mn 1% Mg 1% Si	18–23 daN/mm^2	Sudarea aliajelor AlSiMgMn
Aluminiu-siliciu	7% Si 0,1% Ti	12–18 daN/mm^2	Sudarea aliajelor AlMgMn ori a aliajelor AlZnMg.
Aluminiu-zinc-magneziu	4% Zn 2,4–2,8% Mg	30–39 daN/mm^2	Sudarea aliajelor AlZnMg

Dimensiunile propuse pentru asimilare sînt între 2 şi 5 mm şi profile pătrate cu latura 3—5 mm pentru procedul WIG şi diametre 1, 6; 2, 4 şi 3 2 mm pentru procedeul MIG.

Pentru procedeul MIG materialele de adaos trebuie să fie rulate în tobe de dimensiuni normalizate.

4. Asimilarea aliajelor de aluminiu şi posibilităţile de utilizare a acestor aliaje la ansambluri şi construcţii sudate

Caracteristicile mecanice şi tehnologice ale aliajelor de aluminiu contribuie la modernizarea construcţiilor metalice sudate.

Folosirea aliajelor de aluminiu în diferite ramuri industriale se face în funcţie de posibilităţile de a fi corespunzătoare solicitărilor specifice ansamblurilor sau construcţiilor sudate respective.

Astfel, pentru construcţii metalice industriale în general se utilizează aliaje de aluminiu de tip AlMn. Pentru construcţii de imobile şi construcţii în general sînt utilizate aliaje de tip AlMg şi AlMgSi, care prezintă pe de o parte rezistenţă mare, iar pe de altă parte proprietatea de a putea fi acoperite prin eloxare sau alte procedee.

Pentru industria chimică caracteristica hotărîtoare fiind rezistenţa la coroziune, cele mai potrivite sînt aliajele AlMg şi AlMgMn.

Pentru industria constructoare de maşini, mai ales pentru mijloace de transport auto, navale şi aeriene, unde se solicită rezistenţe mari, alungiri corespunzătoare şi mai ales rezistenţă la solicitări variabile, aliajele cele mai utilizate în ultimul timp [1] sînt cele de tip AlZnMg.

Aceste aliaje au în primul rînd caracteristici mecanice de rezistenţă apropiate de cele ale oţelului, atingînd rezistenţe la rupere de 40 daN/mm^2 şi alungiri de 15%, iar rezistenţa la solicitări variabile este superioară atît aliajelor AlMg cît şi aliajelor AlSiMgMn. Acelaşi lucru la îmbinările sudate, unde acestea rezistă la 2.10^6 ciclui pulsante la sarcini de circa 8—10 daN/mm^2.

De asemenea, aliajele de tip AlZnMg, avînd un domeniu al soluţiei solide ternare mai larg decît alte aliaje ternare (AlSiMg, AlSiMn), nu necesită la punerea în soluţie intervale stricte de temperatură şi nici viteze mari de răcire; la aceste aliaje pe lîngă o bună sudabilitate se adaugă şi proprietatea de autodurificare, care înlătură zona moale de lîngă cordonul de sudură.

Caracteristicile mecanice şi tehnologice ale aliajelor de aluminiu de tip AlZnMg arătate au făcut ca acestea să fie utilizate în construcţii metalice sudate importante, cu diverse utilizări. Astfel, Brenner /2/ şi Wauschkuhn /3/ descriu caracteristicile tehnice ale mai multor construcţii sudate realizate în R.F. Germania şi Elveţia.

Pentru exemplificare, în figurile 1 şi 2 se prezintă două vagoane platformă, din care unul pentru rezervoare (fig. 1) şi altul pentru un transformator de forţă (fig. 2).

Vagonul platformă pentru rezervoare (fig. 1) este construit tot din aliaje AlZnMg, în afara trenurilor de roţi, a lagărelor, a arcurilor purtătoare, a arcurile tampoanelor şi a dispozitivului de tracţiune.

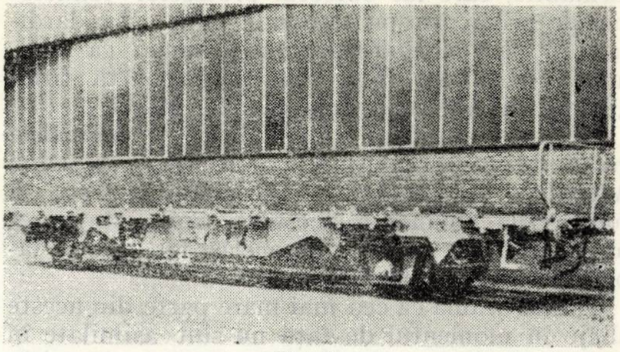


Fig. 1

La construcţia şasiului s-au folosit profile extrudate. Reducerea greutăţii a scăzut de la 8395 kg la 5995 kg ceea ce a făcut să poată fi încărcat cu cîte cinci rezervoare a cîte 6600 kg fiecare, datorită tocmai construcţiei din aluminiu.

Un alt exemplu este vagonul platformă de 200 de tone sarcină cu paisprezece osii, pentru transformatoarele de forţă ale firmei AEG (fig. 2).

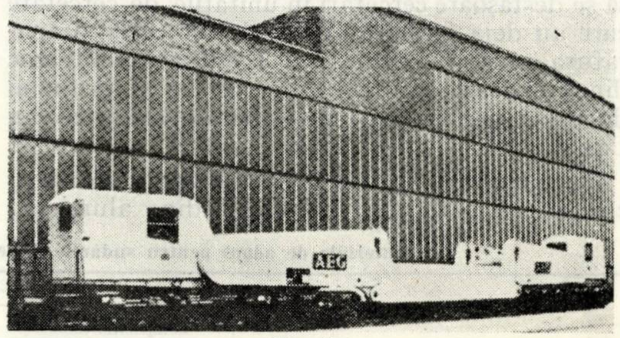


Fig. 2

Asemenea exemple se pot da şi în legătură cu vagoanele pentru transportat lichide, pentru autocisterne, autobasculante, autobuze, autoturisme, avioane, vagoane de călători, construcţii militare, locomotive etc.

5. Şcolarizarea personalului tehnic şi muncitoresc

Tehnica sudării aluminiului şi a aliajelor de aluminiu se deosebeşte în multe privinţe de tehnica sudării aliajelor feroase. Printre particularităţile care trebuie avute în vedere citām:

— starea de curăţenie a suprafeţelor trebuie să fie mult mai mare decît la oţeluri, datorită pericolului pe care îl aduc temperaturile înalte ale arcului electric;

— oxidarea suprafeţelor prelucrate este mult mai intensă de unde şi măsurile de protecţie necesare mai accentuate;

— concentrarea căldurii se face mai greu datorită conductibilității termice ridicate ale metalului de bază;

— topirea se face mai repede datorită punctelor de fuziune scăzute, de unde și rapiditatea formării băii, care solicită muncitorului mai multă atenție în conducerea procesului;

— deformațiile și contracțiile sînt mari, ceea ce implică anumite reguli în depunerea straturilor și pregătirea rosturilor.

În afara particularităților arătate, mai trebuie să se țină seamă și de faptul că manevrarea utilajelor este mai pretențioasă, pe de o parte datorită condițiilor mai dificile de amorsare și de menținere a arcului, iar pe de altă parte prezenței circuitelor pentru gazele de protecție și apa de răcire ale aparatelor.

Toate aceste considerente pledează pentru o calificare ridicată a personalului muncitoresc ca și pentru formarea unor cadre superioare prin cursuri speciale de sudare a aliajelor de aluminiu. Catedra ,,Utilajul și tehnologia sudării'' de la Institutul politehnic din Timișoara a organizat în cursul anilor 1967—1969 patru asemenea cursuri de specializare pentru Intreprinderea de instalații din București și ,,Energomontaj'' din București, cu rezultate foarte bune pentru sudarea în mediu de argon a aliajelor de aluminiu.

Pe măsura extinderii utilizării aliajelor de aluminiu vor trebui organizate și noi cursuri de perfecționare, mai ales în cadrul MICMG cu predarea teoretică și experimentală a cunoștințelor strict necesare pentru reprofilarea unor sudori care în prezent lucrează la sudarea aliajelor feroase, pentru trecerea la sudarea aliajelor pe bază de aluminiu.

Formarea cadrelor superioare în cadrul Institutului politehnic din Timișoara are ca obiectiv orientarea a cît mai multor absolvenți către subiecte legate de aceste preocupări.

Ținînd seama de lipsa de experiență în legătură cu proiectarea construcțiilor sudate din aliaje de aluminiu, o latură principală a instruirii cadrelor cu pregătire superioară va trebui să se ocupe de această problemă.

Aceeași preocupare va trebui să existe și pentru formarea specialiștilor de înaltă calificare prin doctorantură.

6. Încheiere

Realizarea unei construcții ușoare și rezistente se poate face în condiții optime prin folosirea pe scară largă a ansamblurilor și construcțiilor sudate, realizabile din table și profile laminate din aliaje de aluminiu.

Problemele ridicate în legătură cu standardizarea, asimilarea unor aliaje și surse de sudare, asimilarea unor materiale de adaos din aliaje de aluminiu și școlarizarea personalului tehnic și muncitoresc, ar trebui să constituie un obiectiv major chiar din primii ani ai cincinalului următor. Rezolvarea acestor probleme de cercetare, asimilare, studii etc., ar putea constitui un plan unic de măsuri tehnico-organizatorice coordonat eventual de Consiliul Național al Cercetării Științifice, la propunerea unei comisii de specialiști din institutele de învățămînt superior, institute de cercetare și direcțiile tehnice ale ministerelor economice interesate.

BIBLIOGRAFIE

1. *Popovici Vl.*, *Ivancenco A.*, — Utilajele sudării electrice Ed. didactică și pedagogică, 1968.
2. *Brenner*, *P.* — Aluminium — Zink — Magnesium — Legierungen. Supliment la revista ,,Aluminium'' (RFG) Nr. 28/1952.
3. *Wauschkuhn*, *F.* — Aluminium — Legierungen, insbesondere der Gattung $AlZnMg_1$ für Schweiss Konstruktionen Métall Nr. 3/1965. —

CZ. 621.791.05 : 669.715

Rezultate experimentale privind proprietățile mecanice ale îmbinărilor sudate de aliaj de aluminiu în diferite stări de livrare

Prof. dr. ing. **Mircea MANOLACHE,** asist. ing. **Valeriu GEORGESCU**, şef. lucr. ing. **Elena DRUGESCU**
Institutul politehnic — București

Sudarea construcțiilor din aliaje de aluminiu, procedeu folosit astăzi din ce în ce mai mult, influențează inevitabil asupra proprietăților mecanice ale acestora, datorită transformărilor structurale ce apar în zona influențată termic din vecinătatea cordonului de sudură.

Deoarece ca material de bază se folosesc laminatele pe bază de aluminiu în stări de livrare diferite, cu proprietăți mecanice diferite, obținute prin anumite tratamente mecanice sau termice, este necesar să se cunoască proprietățile îmbinărilor sudate obținute cu aceste materiale, proprietățile îmbinării hotărînd în majoritatea cazurilor rezistența globală a construcției.

În acest scop, colectivul nostru a efectuat încercări pe table cu grosimea de 3 mm din aliajele Al 99,5, Al Mg3 și AlMgSi în stările de livrare moale, semitare și tare, cu caracteristicile mecanice prezentate în tabelul 1.

Analiza chimică a determinat numai conținutul de magneziu și siliciu din aliajele folosite, stabilind un conținut de 0,21% Mg și 0,1% Si în Al 99,5, de 2,77% Mg și 0,131% și în AlMg3 și de 1,53 Mg și 0,412% Si în AlMgSi.

Sudarea tablelor a fost făcută prin procedeul WIG cu o instalație de sudat Veltechna fabricată în R. S. Cehoslovacă folosind argon cu puritatea 99,95 importat din R. P. Ungară și electrod de Wolfram cu diametrul de 3 mm. Ca matrial de adaos au fost folosite baghete tăiate din tablele respective înainte de sudare.

Pentru formarea și protecția rădăcinii cordonului de sudură tablele au fost fixate pe o placă din oțel inoxidabil prevăzută cu un canal semicircular cu diametrul de 2,5 mm obținut prin frezare.

Sudarea s-a executat folosind un curent cu intnsitatea de 160 ... 165 A și tensiurea de 28 — 30 v, arcul electric fiind protejat de un jet de argon cu debitul de 12 l/min trimis prin duza cu diametrul de 9 mm.

Pentru a se putea compara rezultatele obținute, toate epruvetele încercate au fost prelevate pe aceeași direcție, direcția de laminare a tablelor (cordonul de sudură a fost întotdeauna amplasat perpendicular pe direcția de laminare).

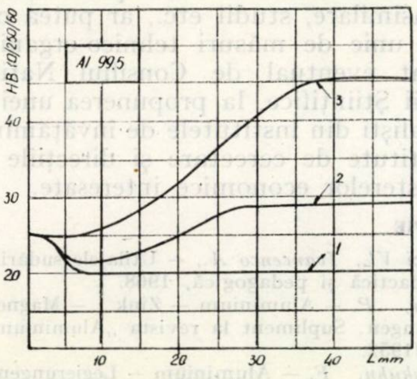


Fig. 1

Deoarece după sudare aliajele studiate au capacitatea de a-și reface în timp proprietățile de rezistență (circa treizeci de zile după diferiți autori), epruvetele au fost încercate la cincizeci de zile după sudarea și prelucrarea lor prin așchiere.

Rezultatele măsurării durității la diferite distanțe față de axa cordonului sînt prezentate în figurile 2 și 3, în care curbele 1, 2 și 3 se referă la materialul în stare de livrare moale, semitare și respectiv tare.

Măsurătorile au fost efectuate prin metoda Brinell cu bila cu diametru de 10 mm, sarcina de 250 kgf și timp de menținere 60 de secunde (HB 10/250/60) la table din Al 99,5 și cu bila cu diametrul de 5 mm, sarcina de 250 kgf și timp de menținere de 30 de secunde (HB 5/250/30) la tablele din AlMg3 și AlMgSi.

Deoarece a fost necesară respectarea distanței dintre punctele de măsurare, s-au făcut un număr foarte mare de încercări pe diferite epruvete, în puncte situate la diferite distanțe față de axa cordonului, stabilind pentru fiecare aliaj și fiecare stare de livrare un cîmp de împrăștiere a valorilor durității în funcție de distanța de la axa cordonului. Pentru simplificarea prezentării rezultatelor, în figurile 1, 2 și 3 sînt trecute numai liniile mediane ale cîmpurilor de împrăștiere.

Dat fiind faptul că studiul variației durității a arătat că materialul de bază este afectat

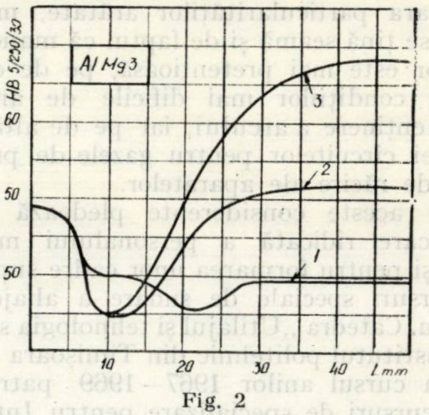


Fig. 2

de cîmpul termic al sudării pe o distanță de 40. . . 50 mm față de axa cordonului, la încercarea de tracțiune s-au folosit epruvete modificate față de cele prezentate pentru îmbinări sudate în STAS 5540 — 65, astfel ca ruperea să se poată produce oriunde în această zonă. Modificarea a constat în mărirea lungimii zonei calibrate la 110 mm, reperele plasîndu-se la 100 mm.

Pentru a se obține rezultate comparabile și la încercarea materialului de bază au fost folosite epruvete de același tip.

Încercările au fost efectuate cu o viteză de încărcare de 1 kgf/mm². s, ruperea producîndu-se în afara cordonului de sudură la toate epruvetele sudate (supraînălțarea cordonului nu a fost prelucrată).

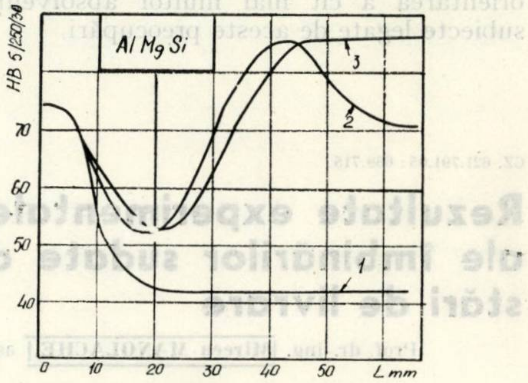


Fig. 3

Valorile medii ale rezultatelor obținute sînt prezentate în tabelul 1 în care L reprezintă distanța de la axa cordonului pînă la secțiunea în care s-a produs ruperea.

În urma încercărilor efectuate se pot trage o serie de concluzii.

La toate aliajele încercate cordonul de sudură prezintă o duritate apropiată de aceea a stării

Tabelul 1

Materialul		Moale				Semitare				Tare			
		σ_r kgf/mm²	δ %	HB	*L* mm	σ kgf/mm²	δ %	HB	*L* mm	σ_r kgf/mm²	δ %	HB	*L* mm
Al99,5	Material de bază	7,85	38,6	20,6		11,53	14,95	28,1		16,56	9,1	45,2	
	Imbinare sudată	7,58	27,1	20–26	31,3	8,54	11,26	21–30	16,2	10,51	5,3	25–46	19,2
AlMg3	Material de bază	20,31	12,9	49,5		21,06	10,5	55,8		22,25	8,3	64,3	
	Imbinare sudată	18,82	11,6	47–55	19,1	18,36	6,4	47–56	13,7	18,72	5,1	48–65	12,1
AlMgSi	Material de bază	14,46	18,7	41,8		28,19	15,6	71,1		29,65	7,2	86,2	
	Imbinare sudată	14,5	13,8	41–74	27,9	18,56	5,3	51–74	21,2	18,27	3,5	51–87	18,6

de livrare semitare. Lîngă cordonul de sudură, la 10 ... 20 mm de acesta, rezultă o zonă de duritate minimă, egală sau apropiată de aceea a stării de livrare moale, în funcție de natura tratamentului — termic sau mecanic — aplicat pentru obținerea ecruisării inițiale. De la acest minim, duritatea crește continuu pînă la valoarea corespunzătoare materialului de bază, excepție făcînd numai aliajul AlMgSi în starea semitare care prezintă întîi o zonă durificată corespunzătoare stării tari (figura 3 curba 2).

Rezistența la rupere a îmbinării sudate este apropiată de rezistența materialului de bază numai atunci cînd acesta este în starea moale (recopt). Pentru celelalte stări, îmbinarea sudată are întotdeauna rezistența mai mică decît a materialului de bază, starea inițială a acestuia influențînd prea puțin (figurile 4 ,5 și 6).

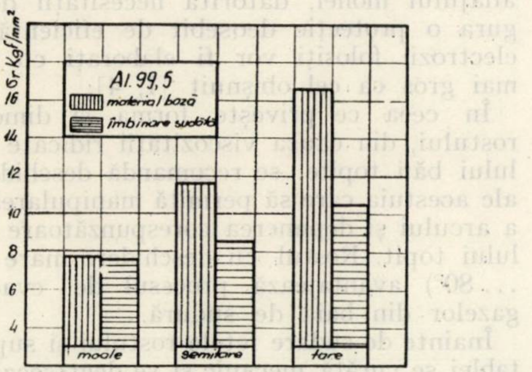


Fig. 4

Urmărind valorile *L* din tabelul 1 și aspectul curbelor din figurile 1, 2 și 3, se poate observa că la toate epruvetele ruperea s-a produs în zona cu duritate minimă. Valorile din tabel sînt ceva mai mari decît cele rezultate din grafice, deoarece măsurarea distanței a fost făcută după ruperea epruvetei, deci după alungirea ei.

În ceea ce privește alungirea, contrar așteptărilor îmbinarea sudată a prezentat întotdeauna valori mai mici decît materialul de bază, fapt explicabil atît prin creșterea rigidității epruvetei sudate datorită supraînălțării cordonului de sudură cît și prin scăderea rezistenței materialului în zona influențată termic, ceea ce conduce la solicitări mai mici și deci la deformații mai mici în celelalte zone ale epruvetei. Verificarea epruvetelor a confirmat ipoteza prezentată, la epruvetele sudate observîndu-se modificarea secțiunii calibrate numai în zona durității minime.

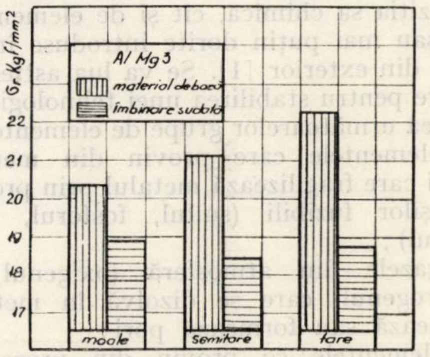


Fig. 5

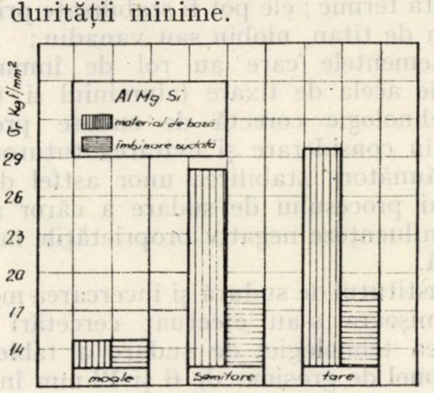


Fig. 6

Pe baza concluziilor expuse se recomandă ca la executarea construcțiilor sudate din aliajele menționate să se aibă în vedere proprietățile mecanice ale materialului în starea moale, indiferent de starea inițială a materialului de bază folosit.

CZ. 621.791. : 669.245 : 66.02

Sudarea aliajului monel pentru utilaje destinate industriei chimice

Ing. Doina DRĂGULESCU, ing. Richard SCHULTZ – Institutul de sudură și încercarea metalelor (ISIM) Timișoara

1. Considerații generale

Creșterea masivă a gamei de produse ale industriei chimice a condus la exigențe sporite în privința realizării utilajelor care urmează să funcționeze în condiții speciale de temperatură presiune și medii corozive. Posibilitatea construirii acestor utilaje este legată în primul rînd de alegerea corespunzătoare a materialelor. În acest sens, la construcția utilajelor care funcționează în exploatare în mediu de aburi supraîncălziți, apă de mare, acizi organici, săruri alcaline etc. își găsește o largă aplicație aliajul monel [1, 2, 3].

Comportarea la sudare a monelului și precauțiile care se impun sînt determinate atît de compoziția sa chimică, cît și de elementele mai mult sau mai puțin dorite introduse în spațiul de arc din exterior [1]. Se va lua astfel în considerare pentru stabilirea unei tehnologii corecte acțiunea următoarelor grupe de elemente :

— elementele care provin din metalul de bază și care fragilizează metalul prin producerea compușilor fuzibili (sulful, fosforul, plumbul și borul) ;

— gazele din atmosferă (oxigenul, azotul și hidrogenul) care se dizolvă în metal și îl fragilizează sau formează pori ;

— elementele ce provin din procedeul de elaborare (carbonul și siliciul) care între anumite limite nu au influență negativă pronunțată, dar care pot totuși modifica caracteristicile metalului în zona topită sau în zona influențată termic ; ele pot fi stabilizate prin introducerea de titan, niobiu sau vanadiu ;

— elementele care au rol de înmuiere în afară de acela de fixare (aluminiul și titanul).

O tehnologie corectă de sudare presupune luarea în considerare și evitarea tuturor factorilor dăunători, stabilirea unor astfel de parametri ai procesului de sudare a căror aplicare să nu influențeze negativ proprietățile metalului de bază.

La Institutul de sudură și încercarea metalelor din Timișoara s-au efectuat cercetări pentru stabilirea tehnologiei de sudare a tablelor din aliaj monel de grosime de 6 și 12 mm în scopul aplicării industriale.

Tehnologia de sudare a aliajului monel se va prezenta în două variante pentru tablele de grosimile specificate, după cum urmează :

— sudarea manuală cu arcul electric cu electrozi înveliți ;

— sudarea cu electrod fuzibil în mediu de argon (MIG).

Îmbinările realizate prin cele două tehnologii de sudare au fost supuse unui sistem de încercări care cuprinde :

— determinarea compoziției chimice a metalului depus în vederea stabilirii compatibilității cu metalul de bază ;

— încercarea la tracțiune, conform STAS 200—67, în vederea determinării rezistenței la rupere a îmbinării ;

— încercarea la îndoire, conform STAS 777—65, în vederea determinării compatibilității dintre metalul de bază și metalul de adaos ;

— încercarea de reziliență, conform STAS 7511—66, pentru aprecierea tendinței spre rupere fragilă a îmbinărilor realizate ;

— măsurarea durității, conform STAS 492—67, în scopul aprecierii modificărilor produse de ciclul termic de la sudare, în comparație cu metalul de bază neafectat ;

— încercarea la coroziune, conform STAS 7114—64, pentru aprecierea comportării în medii corozive atît a metalului depus cît și a metalului de bază din zona influențată termic ;

— studiul microstructural în vederea depistării constituenților structurali precum și a eventualelor defecte ca : fisuri, microfisuri, goluri, incluziuni etc.

Pe baza încercărilor menționate, se poate face aprecierea viitoarei comportări în exploatare a îmbinărilor realizate, precum și stabilirea măsurilor tehnologice care se impun pentru asigurarea unei funcționări optime a construcției sudate respective.

2. Stabilirea tehnologiei de sudare

2.1. *Tehnologia de sudare manuală cu electrozi înveliți.* Monelul, ca și alte aliaje nichel — cupru, se sudează cu electrozi înveliți cu aceeași ușurință ca și oțelul, în orice poziție. În cazul aliajului monel, datorită necesității de a asigura o protecție deosebit de eficientă a băii, electrozii folosiți vor fi elaborați cu învelișul mai gros ca cel obișnuit [1, 4].

În ceea ce privește forma și dimensiunile rostului, din cauza viscozității ridicate a metalului băii topite, se recomandă deschideri mari ale acestuia care să permită manipularea ușoară a arcului și depunerea corespunzătoare a metalului topit. Rostul cu deschidere mare (70° ... ... 80°) avantajează procesul de evacuare a gazelor din baia de sudură.

Înainte de sudare fețele rostului și suprafețele tablei se curăță mecanic și se degresează chimic (cu tricloretilenă) pe o lățime de 30 mm de-o parte și de alta a rostului, operații necesare pentru a asigura înlăturarea impurităților de natură minerală și organică, a căror descompunere ar influența negativ proprietățile îmbinării sudate.

Regimurile de sudare au fost stabilite pentru două sorturi de electrozi înveliți :

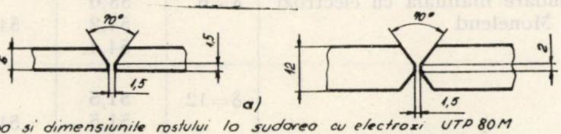
— UTP80M, produși de firma UTP — R. F. Germania și

— Monelend, produși de firma Arcos — Italia, ambii prezentați în tabelul 1.

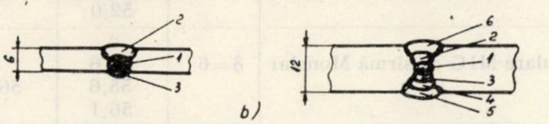
Tabelul 1

Grosime tablă mm.	Tip electrozi	Denumirea stratului	Nr. strat	Φ el mm	I_s A	U_a V	v_s cm/s
6	UTP8OM	Rădăcină	1	3,25	105...110	25...26	0,30...0,35
		Umplere	2	3,25	100...105	25...26	0,20...0,25
		Resudare rădăcină	3	3,25	105...110	24...25	0,30...0,35
	Monelend	Rădăcină	1	3,25	110...115	25...26	0,35...0,40
		Umplere	2	4	120...125	25...27	0,25...0,30
		Resudare rădăcină	3	3,25	110...115	25...26	0,35...0,40
12	UTP8OM	Rădăcină	1	3,25	105...110	25...26	0,30...0,35
		Umplere I	2	3,25	105...110	25...26	0,30...0,35
		Resudare rădăcină	3	3,25	105...110	25...26	0,30...0,35
		Umplere II	4	3,25	105...110	25...26	0,30...0,35
		Acoperire II	5	3,25	100...105	26...26	0,27...0,30
		Acoperire I	6	3,25	100...105	26...27	0,27...0,30
	Monelend	Rădăcină	1	3,25	115...120	24...26	0,25...0,30
		Resudare rădăcină	2	3,25	115...120	24...26	0,25...0,30
		Umplere I	3	4	135...140	26...27	0,20...0,25
		Umplere II	4	4	135...140	26...27	0,20...0,25

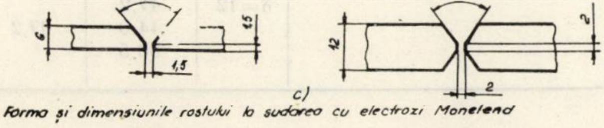
Forma și dimensiunile rosturilor precum și ordinea de depunere a straturilor sînt prezentate în figura 1.



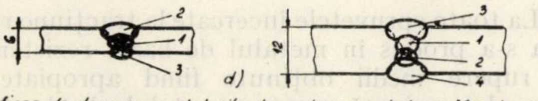
Forma și dimensiunile rostului la sudarea cu electrozi UTP 80M



Ordinea de depunere a straturilor la sudarea cu electrozi UTP 80M



Forma și dimensiunile rostului la sudarea cu electrozi Monelend



Ordinea de depunere a straturilor la sudarea cu electrozi Monelend

Fig. 1

Comportarea celor două sorturi de electrozi în timpul sudării diferă mult. Astfel, la sudarea cu electrozi UTP80M arcul este stabil și ușor de condus, fără să apară împroșcări, baia de sudură este liniștită, ceea ce are ca urmare obținerea unei cusături netede cu solzi uniformi și puțin pronunțați, iar cusătura este perfect acoperită de un strat compact de zgură care împiedică oxidarea.

La sudarea cu electrozi Monelend arcul suflă puternic provocînd împroșcări și ca urmare cusătura are un aspect neuniform cu solzi mari, iar zgura se desprinde foarte ușor, provocînd oxidări ale suprafeței cordonului.

În ambele situații înainte de sudare electrozii au fost uscați în cuptor la temperatura de 250°C timp de două ore.

2.2. *Tehnologia de sudare semiautomată cu electrod fuzibil în mediu de argon (MIG).* Această tehnologie de sudare este recomandată [1] la îmbinarea tablelor cu conținut ridicat de nichel, mai ales pentru faptul că față de alte procedee de sudare prin topire costul pe unitatea de lungime de cordon este mai mic.

Cele mai bune rezultate la aliajele de nichel se obțin prin folosirea argonului ca gaz de protecție, nerecomandîndu-se utilizarea amestecurilor de gaze.

La sudare s-a folosit ca material de adaos sîrma Monelar produsă de firma Arcos — Italia, iar ca gaz de protecție argon de puritate 99%. În toate cazurile s-a menținut debitul de argon la valoarea constantă $d = 25$ l/min și viteza de avans a sîrmei la valoarea $v_s = 6...6{,}25$ m/min.

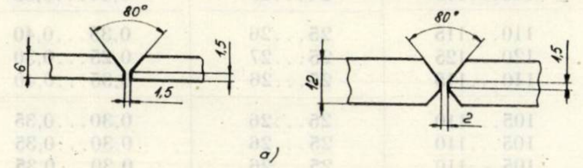
Regimurile de sudare stabilite prin încercări experimentale aplicînd procedeul MIG la îmbinarea tablelor din monel sînt indicate în tabelul 2.

Tabelul 2

Grosime tablă mm	Denumirea stratului	Nr. strat	Ø sirmă mm	I_s A	Ua V	v_s cm/s
6	Rădăcină	1	1,2	195...200	27...28	0,50...0,55
	Umplere	2	1,2	200...205	27...28	0,55...0,60
	Resudare rădăcină	3	1,2	200...205	27...28	0,50...0,55
12	Rădăcină	1	1,2	190...195	27...28	0,30...0,40
	Umplere I	2	1,2	195...200	27...28	0,30...0,40
	Resudare rădăcină	3	1,2	190...195	27...28	0,30...0,40
	Umplere II	4	1,2	195...200	27...28	0,30...0,40

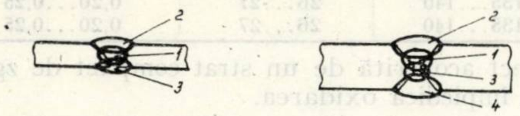
Forma și dimensiunile rosturilor precum și ordinea de depunere a straturilor sînt prezentate în figura 2.

Sudarea a decurs liniștit, fără împroșcări, asigurîndu-se un transfer de tip „spray'' al picăturilor prin spațiul de arc.



a)

Forma și dimensiunile rostului la sudarea MIG cu sîrmă Monelar



b)

Ordinea de depunere a straturilor la sudarea MIG cu sîrmă Monelar

Fig. 2

Aprecieri comparative asupra oportunității aplicării unuia din procedeele prezentate se pot face doar după studierea calității îmbinărilor astfel realizate.

3. Studiul calității îmbinărilor sudate

Datorită caracteristicilor speciale și deci utilizării relativ restrînse a aliajului monel, nu există la fel ca pentru oțeluri cifre — limită care să-i caracterizeze comportarea la diferite tipuri de încercări. Singura posibilitate de apreciere a calității îmbinărilor sudate este compararea rezultatelor diverselor încercări cu rezultatele obținute pentru metalul de bază.

3.1. Studiul compoziției chimice. Analizele chimice executate pentru metalul de bază și metalul depus au indicat valorile din tabelul 3.

Tabelul 3

Material	Compoziție chimică %				
	Ni	Cu	Fe	Mn	Si
Metal de bază	68,00	28,30	2,23	1,29	0,20
Metal depus cu UTP80M	63,10	33,50	2,17	1,17	0,10
Metal depus cu Monelend	65,00	25,70	—	—	0,28
Metal depus cu Monelar	67,00	30,00	—	0,50	—

Se remarcă în toate cazurile o corespondență favorabilă între compoziția chimică a metalului de bază și cea a metalului depus, fapt care se manifestă favorabil asupra proprietăților îmbinărilor sudate.

3.2. Incercarea de tracțiune. Din îmbinările realizate experimental au fost prelevate din locuri stabilite la întîmplare cîte trei epruvete de tracțiune din fiecare tip de îmbinare, conform STAS 5540—65. Valorile individuale și mediile aritmetice ale rezistențelor la rupere obținute sînt indicate în tabelul 4.

Tabelul 4.

Tip îmbinare	Grosime tablă mm	Rezistență la rupere kgf/mm²	
		Valori individuale	Media aritmetică
Sudare manuală cu electrozi UTP80M	$\delta=6$	53,4 52,8 53,0	53,1
	$\delta=12$	53,0 53,0 53,5	53,2
Sudare manuală cu electrozi Monelend	$\delta=6$	55,0 54,2 54,4	54,5
	$\delta=12$	51,5 51,5 52,0	51,6
Sudare MIG cu sîrmă Monelar	$\delta=6$	56,6 55,6 56,1	56,1
	$\delta=12$	47,2 44,0 50,5	47,2

La toate epruvetele încercate la tracțiune ruperea s-a produs în metalul de bază, rezistențele la rupere medii obținute fiind apropiate de cea determinată pentru metalul de bază de 53,1 ± 1,7 kgf/mm².

3.3. Incercarea la îndoire. Din fiecare tip de îmbinare realizată s-au prelevat cîte trei epruvete de îndoire conform STAS 5540—65. Epruvetele au fost îndoite la 180° fără să se semnaleze fisuri sau alte defecte în zona solicitată.

3.4. *Incercarea de reziliență.* S-a executat pe epruvete de tip Charpy V prelevate din îmbinările sudate conform STAS 5540—65 și încercate la temperatura de +20°C. Rezultatele încercării sînt prezentate în tabelul 5.

În comparație cu reziliența KV (+20°C) determinată pentru metalul de bază de 28,5 ± ± 3,4 mkgf/cm², valorile obținute la îmbinările sudate analizate sînt mai mici. Aceste valori prezintă o concordanță destul de bună cu datele de catalog, la materialele la care există prescripții în acest sens (de exemplu la electrozii UTP80M valoarea indicată de catalog pentru reziliența metalului depus la + 20°C este de 14 m kgf/cm²).

Tabelul 5

Sudare man. – UTP80M		Sudare man. – Monelend		Sudare MIG – Monelar	
KV(+20°C)	mkf/cm²	KV(+20°C)	mkgf/cm²	KV(+20°C)	mkgf/cm²
$\delta = 6$ mm	$\delta = 12$ mm	$\delta = 6$ mm	$\delta = 12$ mm	$\delta = 6$ mm	$\delta = 12$ mm
10,5	11,2	10,5	8,9	10,5	10,3
10,5	10,8	11,0	8,5	11,2	9,8
11,5	11,5	10,5	9,0	11,6	9,3
12,0	12,2	11,0	8,8	9,8	8,2
11,5	12,0	10,8	8,9	12,1	7,2
$KV_{med} = 11,2$	$KV_{med} = 11,5$	$KV_{med} = 10,7$	$KV_{med} = 8,8$	$KV_{mid} = 11,0$	$KV_{med} = 8,9$

Din cauza lipsei prescripțiilor privitoare la valoarea rezilienței aliajului monel, cerințele pe care va trebui să le satisfacă o îmbinare sudată din acest punct de vedere se vor fixa de comun acord între proiectant și beneficiar și în funcție de acestea se vor alege materialele de sudare corespunzătoare.

3.5. *Măsurătorile de duritate.* S-au executat prin metoda Vickers cu sarcina de 10 kgf. Pentru fiecare cordon s-au făcut cîte cinci impresiuni în cusătură, zece pe linia de fuziune, zece în zona influențată termic, trei în metalul de bază. Valorile obținute sînt practic egale în toate zonele investigate ale îmbinării. De exemplu, la îmbinările sudate cu electrozi Monelend valorile medii ale durității în toate zonele sînt cuprinse în intervalul 144...148 HV10, cea mai mare valoare obținută fiind 155 HV10 pe linia de fuziune.

3.6. *Incercarea la coroziune.* S-a executat pe baza prescripțiilor privind încercarea la coroziune intercristalină a oțelurilor (STAS 7114–64), alegînd ca soluție corozivă [3, 5] 3% clorură ferică, 3% clorură cuprică și 3% sulfat feric în apă distilată. La epruvetele încercate nu s-au semnalat fisuri, iar examinarea metalografică ulterioară nu a scos în evidență apariția fenomenului de coroziune intergranulară.

3.7. *Studiul microstructural.* A urmărit punerea în evidență a structurii zonelor caracteristice ale îmbinării. La toate îmbinările sudate, pornind dinspre metalul de bază spre cusătură, se observă următoarele zone :

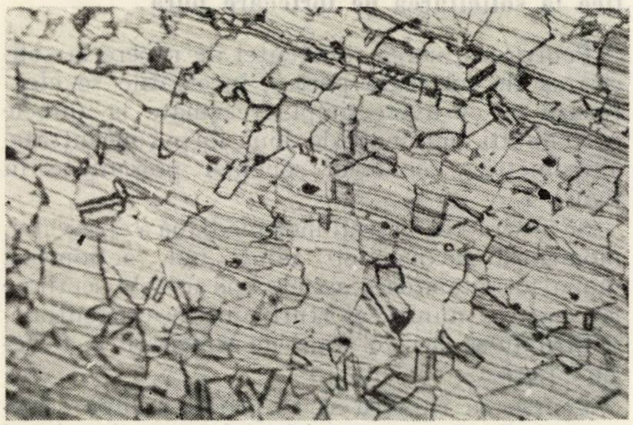


Fig. 3

— Zona metalului de bază cu structură poliedrică regulată (figura 3×100), caracteristică aliajelor nichel-cupru.

— Zona influențată termic, relativ îngustă, cu aceeași structură poliedrică dar cu grăunți ușor măriți față de metalul de bază. De remarcat, interesanta vizualizare a fenomenului de nucleație echiaxială, grăunții cusăturii crescînd pe baza și în continuarea grăunților din zona influențată termic (figura 4, × 100).

— Zona cusăturii, caracterizată printr-o structură de solidificare tipic celulară (figura 5, × 100), cu celulele dirijate după o direcție determinată de o relație complexă între gradientul de temperatură și viteza de răcire a cusăturii.

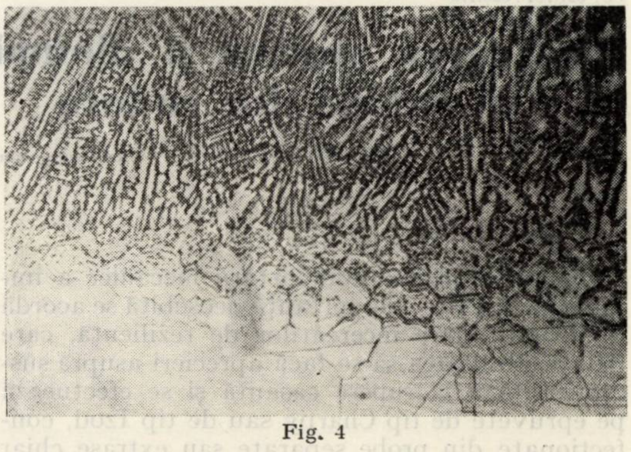


Fig. 4

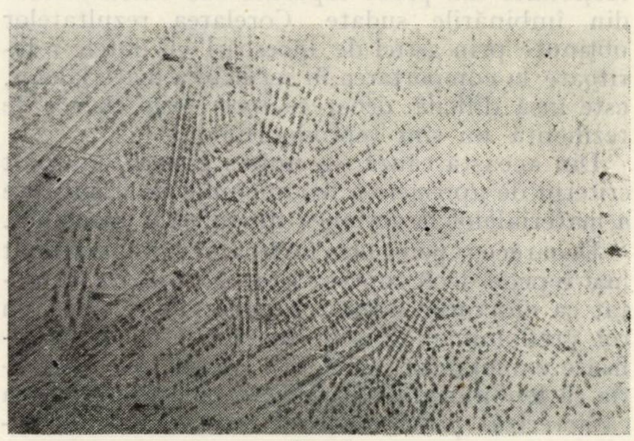


Fig. 5

În funcție de tipul construcției se va alege unul dintre procedeele de sudare menționate, întrucît rezultatele încercărilor la care acestea au fost supuse nu diferă semnificativ.

4. Concluzii

Construcțiile integrale din aliaje de nichel, datorită prețului de cost mai mare a acestor materiale, se fac numai în cazul pereților subțiri (conducte, racorduri).

În tabelele 6 și 7 se dau regimurile de sudare pentru sudarea manuală cu electrozi înveliți și sudarea cu procedeul WIG a tabelelor de aliaj monel cu grosimea de 6 mm.

Tabelul 6

Grosimea tablei mm	Dimensiunile rostului mm	Electrod	Strat	I_s (A)	U_a (V)	V_s cm/s.
6 mm	$\alpha = 70°$	UTP-80M	rădăcina	105–110	25–26	0,32...0,35
	$a = 1{,}5$	3,25 mm	umplere	100–105	25–26	0,22...0,25
	$b = 1{,}5$		resud. rădăcinii	105–110	24–25	0,3 ...0,33

Tabelul 7

Grosimea tablei mm	Dimensiunile rostului mm	Electrod	Strat	I_s (A)	U_a (V)	V_s cm/s
6 mm	$\alpha = 70°$ $a = 1$	Wolfram	rădăcină	145–155	11–12	0,12–0,13
		3 mm	umplere	140–145	12–13	0,11–0,12
	$b = 1$		acoperire	135–140	12–13	0,10–0,11

Observație : Rădăcina se sudează cu protecția în argon.

BIBLIOGRAFIE

1. *Tavillier, L.* : Métallurgie du soudage du nickel et des alliages à haute teneur en nickel. Soudage et techniques connexes, nr. 5/6 1963.
2. *Heatch D. T., Thorneycroft, D. R.* : Practical Aspects of Fine — wire Welding of Nickel Alloys. British Welding Journal, nr. 5, 1964.
3. *Sproule, K* : Nickel and its Uses. Metals Handbook. American Society for Metals. Metals Park Ohio, 1961.
4. *Tokîi, N. N., Kuzmin, G. S., Bagrianski, K. V.* : Elektrodugovaia svarka monelia. Avtomaticeskaia svarka, 1964—nr. 10.
5. * * * The Welding Handbook Comunitee : Welding Handbook. Cleaver-Hume Press Ltd., London, 1961.

◆

CZ : 621.791 : 620.176

Încercarea statică și dinamică la solicitarea de forfecare pură a îmbinărilor sudate

Prof. dr. ing. **N. D. POPESCU-CASTELLIN** — Institutul de mine — Petroșani

1. Introducere

Pentru studierea comportării mecanice a îmbinărilor sudate o importanță deosebită se acordă în ultimul timp încercărilor de reziliență, care dau posibilitatea să se facă aprecieri asupra susceptibilității la rupere casantă și se efectuează pe epruvete de tip Charpy sau de tip Izod, confecționate din probe separate sau extrase chiar din îmbinările sudate. Corelarea rezultatelor obținute prin astfel de încercări cu datele referitoare la comportarea în serviciu a materialelor, este însă dificilă, deoarece încercările clasice de reziliență nu sînt reproductibile [1].

Din această cauză s-a impus găsirea unui alt criteriu de apreciere a fenomenului de fragilizare a materialelor la acțiunea dinamică a sarcinilor.

Deoarece ruperea prin forfecare se propagă mult mai repede decît ruperea fibroasă, este de așteptat ca eforturile unitare tangențiale să aibă un rol predominant asupra fenomenului de fragilizare a metalelor, concluzie bazată pe observația că fenomenul de fragilizare este de asemenea caracterizat printr-o viteză relativ mare de rupere.

În această lucrare se prezintă metodele și dispozitivele folosite pentru efectuarea încercărilor statice și dinamice la solicitarea de forfecare pură precum și rezultatele cercetărilor experimentale, efectuate pe epruvete speciale, extrase dintr-o îmbinare sudată.

2. Metodă și dispozitiv pentru încercări statice la solicitarea de forfecare pură

Pentru obținerea rezistenței de rupere la solicitarea de forfecare pură τ_r încercările se efectuează pe epruvete simplu rezemate la ambele extremități, acționate de două forțe concentrate, antisimetrice, conform schemei prezentate în figura 1.

Se observă că în secțiunea mediană a epruvetei, momentul încovoietor fiind nul, acționează numai forța tăietoare, astfel că pe această secțiune iau naștere numai eforturi unitare tangențiale, realizîndu-se deci o stare de solicitare la forfecare pură.

Pentru ca ruperea să se producă după secțiunea mediană a epruvetei datorită numai acțiunii forței tăietoare, această secțiune trebuie slăbită prin efectuarea unei crestături unghiulare, cu fețele formînd unghiuri de 90° care să reducă la jumătate dimensiunile secțiunii transversale.

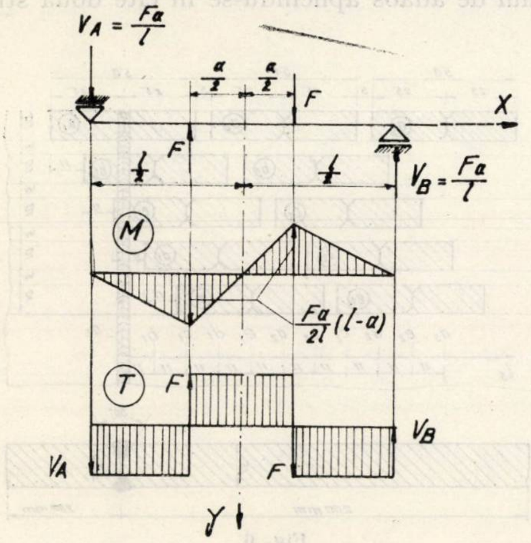


Fig. 1

Cercetările experimentale efectuate pe epruvete confecționate din materiale cromoplastice, prezentate în lucrarea [2] au condus la concluzia că epruvetele cu secțiune circulară, avînd forma și dimensiunile arătate în figura 2, asigură

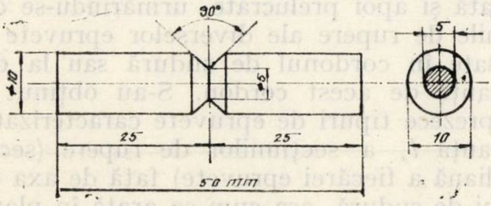


Fig. 2

un grad mare de omogenizare a eforturilor unitare tangențiale, pe secțiunea de rupere (secțiunea mediană), astfel că dacă A este aria acestei secțiuni, iar T forța tăietoare maximă (la care se produce ruperea epruvetei), se poate scrie :

$$\tau_r = \frac{T_r}{A_r}, \ [\mathrm{kgf/cm^2}] \cdot \qquad (1)$$

Dispozitivul pentru încercarea epruvetelor cilindrice, la solicitarea statică de forfecare pură, este prezentat în descrierea invenției nr. 54108 [3], fiind compus din două bacuri identice, dispuse asimetric, așa cum se arată în figura 3.

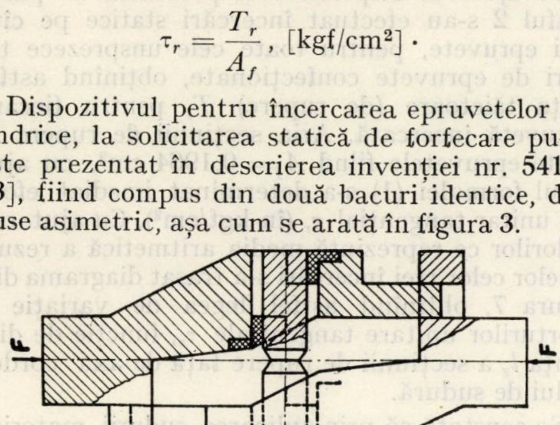


Fig. 3

3. Metodă și dispozitiv, pentru încercarea dinamică la solicitarea de forfecare pură

Încercările la solicitarea dinamică de forfecare pură se efectuează pe epruvete cilindrice, identice cu cele folosite la încercările statice de forfecare pură, schema de solicitare a epruvetelor fiind cea prezentată în figura 1, însă cele două forțe concentrate F, antisimetrice, vor avea o acțiune dinamică.

Pentru realizarea acestei stări de solicitare epruveta care se încearcă este montată într-un dispozitiv de solicitare format din două piese detașabile, executate în conformitate cu descrierea invenției nr. 54186 [4].

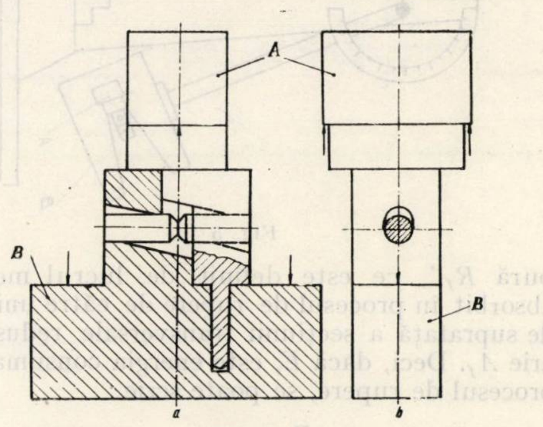


Fig. 4

În figura 4, a se prezintă dispozitivul de solicitare (parțial secționat) cu epruveta montată pentru încercare, iar în figura 4, b o vedere laterală a acestuia.

Piesa A, a dispozitivului de solicitare, se fixează într-un locaș special al unui ciocan pendul, folosit pentru încercările de reziliență și cunoscut sub denumirea de pendul Charpy. În felul acesta, dacă se ridică ciocanul pendul pînă la o anumită înălțime, iar apoi este lăsat să cadă liber, ciocanul cu piesa A, a dispozitivului de solicitare, va trece printre cele două piese ale opritorului aflat la baza pendulului Charpy, în timp ce piesa B, a dispozitivului de solicitare, va fi oprită brusc de către opritor, astfel încît energia cinetică a ciocanului pendul se transformă în energie de șoc. Aceasta se aplică asupra epruvetei încercate sub formă a două forțe dinamice concentrate, antisimetrice.

În cazul că energia cinetică a ciocanului pendul este suficient de mare, epruveta se va rupe după secțiunea sa redusă, iar ciocanul pendul (împreună cu piesa A a dispozitivului de solicitare) va trece mai departe, ridicîndu-se pînă la o anumită înălțime, funcție de valoarea energiei cinetice rămase neconsumate în procesul de rupere a epruvetei. Rezultă deci imediat valoarea energiei cinetice consumate pentru ruperea epruvetei.

În figura 5 se prezintă o vedere laterală a pendulului Charpy, cu dispozitivul de solicitare montat pentru efectuarea încercărilor.

Pentru aprecierea modului de comportare al epruvetelor la această solicitare s-a introdus noţiunea de ,,modul de rezilienţă la forfecare

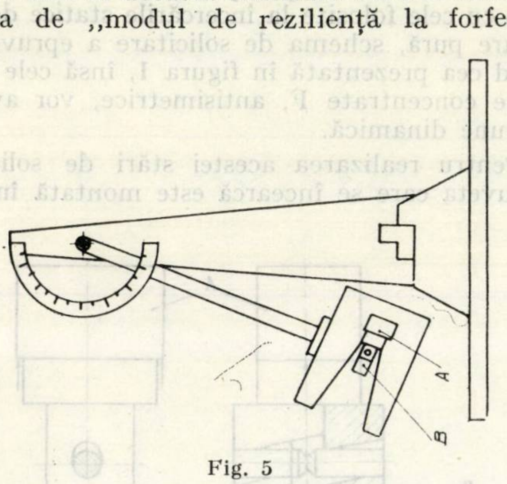


Fig. 5

pură R_f'', ce este definit de lucrul mecanic absorbit în procesul de rupere de către unitatea de suprafaţă a secţiunii transversale reduse, de arie A_f. Deci, dacă E_r este energia consumată în procesul de rupere, se poate scrie :

$$R_f = \frac{E_r}{A_f}, \text{ [Kgcm/cm}^2\text{]}. \qquad (2)$$

Valoarea modulului de rezilienţă R_f variind în funcţie de viteza de aplicare a şocului, s-a convenit să se folosească pentru caracterizarea materialului încercat ,,modulul de rezilienţă la forfecare pură standard R_{fs}''. În acest scop se foloseşte pentru încercări un ciocan pendul cu greutatea de 10 kg, lăsat să cadă liber de la o înălţime de 150 cm. Dacă se notează cu E_{rs} energia absorbită în procesul de rupere, se poate scrie :

$$R_{fs} = \frac{E_{rs}}{A_f}, \text{ [Kgcm/cm}^2\text{]}. \qquad (3)$$

Fenomenul care arată că energia absorbită în procesul de rupere al materialelor printr-o solicitare dinamică (în cazul de faţă : de forfecare pură) este funcţie de viteza de impact, astfel că pentru fiecare material (şi tip de solicitare) există cel puţin o viteză critică de aplicare a şocului, căreia îi corespunde un modul de rezilienţă minim, poartă denumirea de ,,efectul Castellin'' [5, 6].

Deci, viteza de şoc corespunzătoare apariţiei acestui fenomen constituie o caracteristică importantă a materialelor.

4. Incercări efectuate. Interpretarea rezultatelor

4.1. Materiale şi epruvete.

Epruvetele încercate au fost confecţionate din plăci de oţel de tipul OL60 (avînd $\sigma_r = 60$ kgf/ /mm² şi $\tau_r = 38$ kgf/mm²). În acest scop, două plăci cu grosimea de 15 mm şi lăţimea de 200 mm au fost sudate aşa cum se arată în secţiunea prezentată în figura 6.

Cordonul de sudură s-a efectuat electric, materialul de adaos aplicîndu-se în cîte două straturi pe fiecare parte a plăcilor . S-au folosit electrozi bazici de tipul EL—55B (avînd $\sigma_r = 55$ kgf/ /mm²).

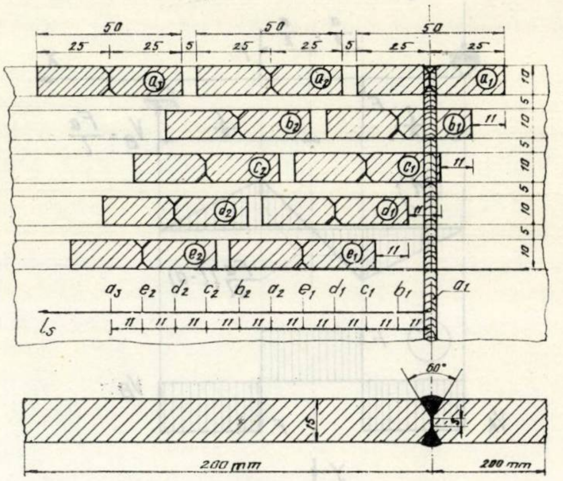


Fig. 6

Epruvetele încercate au forma şi dimensiunile arătate în figura 3. Ele au fost extrase din placa sudată şi apoi prelucrate, urmărindu-se ca secţiunile de rupere ale diverselor epruvete să fie plasate în cordonul de sudură sau la diferite distanţe de acest cordon. S-au obţinut astfel unsprezece tipuri de epruvete caracterizate prin distanţa l_s a secţiunilor de rupere (secţiunea mediană a fiecărei epruvete) faţă de axa cordonului de sudură, aşa cum se arată în planul de amplasare a epruvetelor prezentat în figura 6.

Pentru fiecare tip de încercare şi tip de epruvetă s-au confecţionat cîte trei la cinci epruvete.

4.2. Incercarea epruvetelor la solicitarea statică de forfecare pură.

Cu ajutorul dispozitivului prezentat în paragraful 2 s-au efectuat încercări statice pe cîte trei epruvete, pentru toate cele unsprezece tipuri de epruvete confecţionate, obţinînd astfel forţa tăietoare (de rupere) T_r pentru fiecare epruvetă încercată. Aria secţiunii de rupere la toate epruvetele fiind $A_f = 0{,}1964$ cm², cu ajutorul formulei (1) s-a determinat imediat efortul unitar tangenţial τ_r (în kgf/cm²). Cu ajutorul valorilor ce reprezintă media aritmetică a rezultatelor celor trei încercări s-a trasat diagrama din figura 7, obţinînd astfel legea de variaţie a eforturilor unitare tangenţiale τ_r, funcţie de distanţa l_s a secţiunii de rupere faţă de axa cordonului de sudură.

Se constată că prin aplicarea sudurii materialului din placa de bază este puternic influenţat pe o distanţă de 3—4 cm de la axa cordonului.

Această influenţă pentru solicitările statice se menţine (într-o măsură mai mică) pînă la 6—7 cm de la axa cordonului.

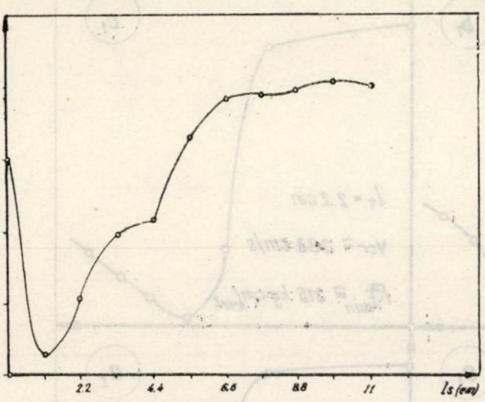


Fig. 7

4.3. *Incercarea epruvetelor la solicitarea dinamică (prin şoc) de forfecare pură.*

Folosind dispozitivul prezentat în paragraful 3, s-au efectuat încercări dinamice, în vederea determinării modului de rezilienţă standard R_{fs}, precum şi pentru studierea influenţei vitezei de aplicare a şocului dinamic V_0, asupra valorii modulului de rezilienţă R_{fs}, pentru toate cele unsprezece tipuri de epruvete. Toate epruvetele încercate au avut aceeaşi valoare pentru aria secţiunii de rupere : $A_f = 0{,}1964$ cm². Pentru determinarea modulului de rezilienţă standard s-a folosit un şoc dinamic, cu energia cinetică de 1500 kgcm (viteza de aplicare a şocului fiind de 542 cm/s).

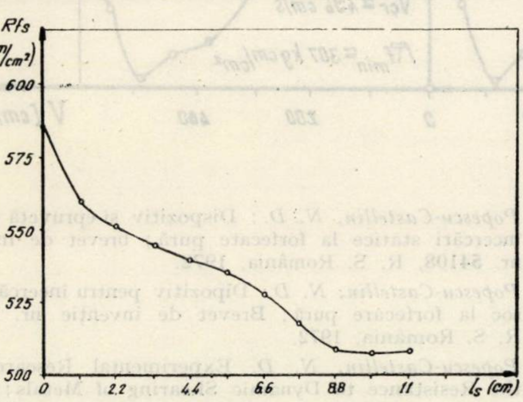


Fig. 8

Determinînd pentru fiecare epruvetă încercată energia E_{rs} absorbită în procesul de rupere şi aplicînd formula (3), s-au obţinut modulele de rezilienţă standard corespunzătoare. Folosind media aritmetică a cîte trei încercări efectuate pe epruvete identice, s-a trasat diagrama din figura 8. S-a obţinut astfel legea de variaţie a modulului de rezilienţă standard R_{fs}, funcţie de distanţa l_s, a secţiunii de rupere faţă de axa cordonului de sudură. Se constată că modulul de rezilienţă standard al cordonului de sudură este mai mare decît al materialului din placa de bază. În zona afecată de influenţa aplicării sudurii, care pentru solicitarea dinamică respectivă este de 8—9 cm, modulul de rezilienţă standard variază între cele două valori limită, corespunzătoare celor două tipuri de materiale (de adaos şi de bază).

În mod similar s-au determinat energiile E_r absorbite în procesul de rupere al epruvetelor încercate pentru diferite viteze de aplicare a şocului dinamic V_0 (menţinînd constantă greutatea ciocanului pendul $G = 10$ kg, dar variind înălţimea sa de cădere). Cu ajutorul formulei (2) s-au calculat valorile modulelor de rezilienţă R_f, corespunzătoare.

Pentru determinarea modulului de rezilienţă R_f, corespunzător unei viteze nule de aplicare a sarcinii, pentru fiecare tip de epruvetă s-au efectuat încercări statice, pe baza cărora s-au determinat curbele caracteristice corespunzătoare solicitării de forfecare pură ($\tau = f_{(\gamma)}$, unde γ este lunecarea specifică). Suprafaţa definită de curbele caracteristice şi de axa absciselor (axa deformaţiilor) reprezentînd energia absorbită în procesul de rupere, s-au determinat imediat cu ajutorul formulei (2) modulele de rezilienţă R_f corespunzătoare unei viteze $V_0 = 0$.

Pe baza rezultatelor încercărilor, s-au trasat în figura 9, pentru fiecare tip de epruvetă, curbele ce reprezintă variaţia modulului de rezilienţă la forfecare pură R_f, funcţie de viteza de aplicare a şocului dinamic. Epruvetele de tip e_2 şi a_3, avînd o comportare similară cu epruveta de tip d_2, curbele obţinute pentru acestea n-au mai fost prezentate în figura 9.

Se constată pentru toate tipurile de epruvete existenţa unui ,,modul de rezilienţă la forfecare pură R_f'' minim, corespunzător unei anumite viteze de aplicare a şocului dinamic (viteza critică V_{cr}), ceea ce pune în evidenţă existenţa efectului Castellin, pentru toate tipurile de epruvete. Vitezele critice ce provoacă apariţia acestui efect, precum şi valorile modulelor de rezilienţă corespunzătoare, sînt însă diferite. Pentru materialul din cordonul de sudură viteza critică este mai mică decît în placa de bază, în timp ce situaţia modulelor de rezilienţă minime (corespunzătoare vitezelor critice) este inversă.

Pentru materialul din zona afectată de influenţa aplicării sudurii, atît vitezele critice cît şi modulele de rezilienţă minime (corespunzătoare) variază în funcţie de poziţia epruvetelor încercate faţă de axa cordonului de sudură.

Se poate deci trage concluzia că prin aplicarea sudurilor materialul de bază din vecinătatea acestora este puternic influenţat, fapt pus în evidenţă de modificările caracteristicilor statice şi dinamice ale epruvetelor extrase din aceste zone.

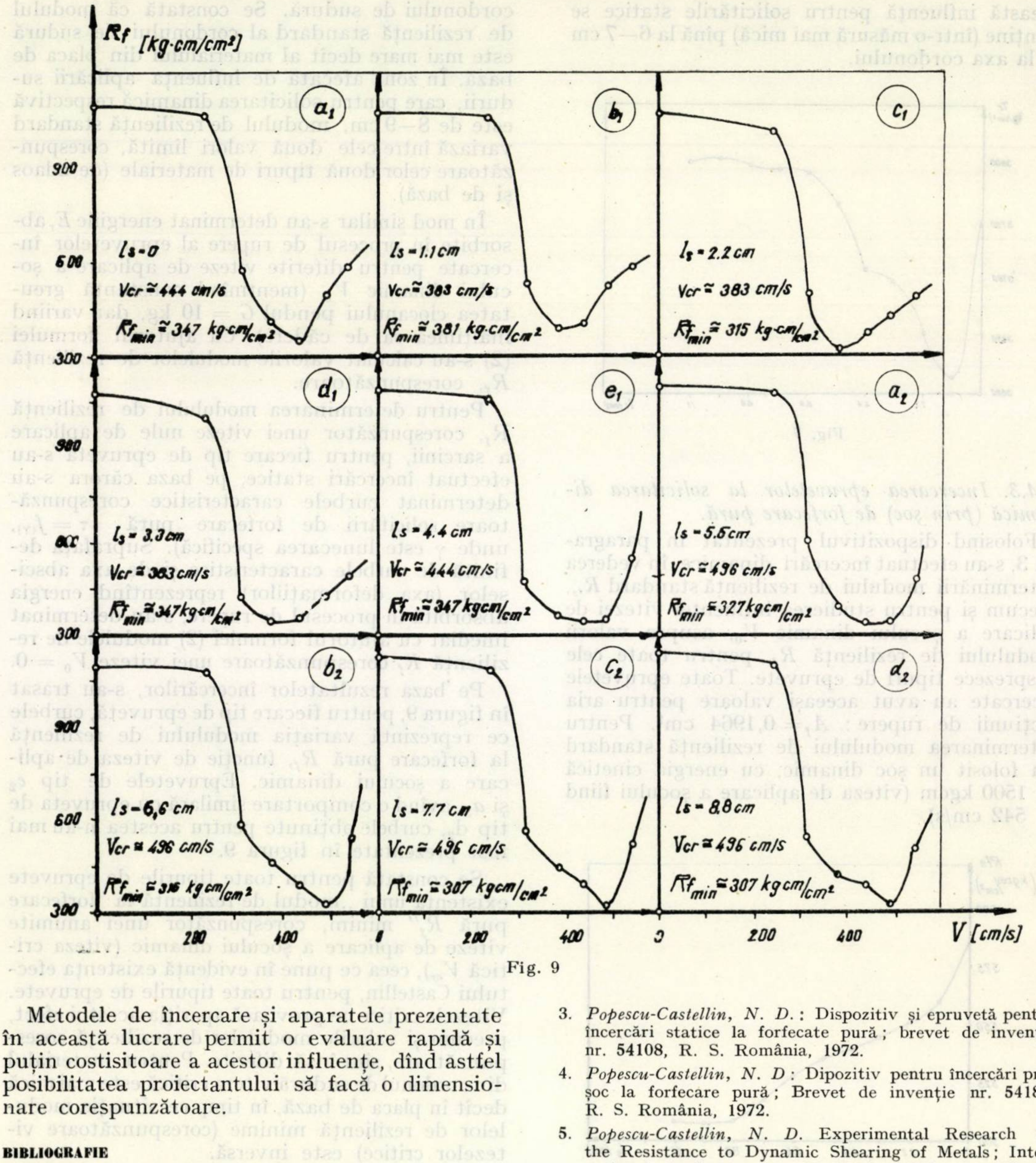


Fig. 9

Metodele de încercare şi aparatele prezentate în această lucrare permit o evaluare rapidă şi puţin costisitoare a acestor influenţe, dînd astfel posibilitatea proiectantului să facă o dimensionare corespunzătoare.

BIBLIOGRAFIE

1. *Dieter, G. E., Jr*: Mechanical Metallurgy; Mc Graw-Hill, New York, 1961.
2. *Popescu-Castellin, N. D.*: Verfahren und Vorrichtung zur Prüfung von Werkstoffen unter reiner Sherbenspruchung; Materialprüfung, 14 Nr. 1 (1972).
3. *Popescu-Castellin, N. D.*: Dispozitiv şi epruvetă pentru încercări statice la forfecate pură; brevet de invenţie nr. 54108, R. S. România, 1972.
4. *Popescu-Castellin, N. D*: Dipozitiv pentru încercări prin şoc la forfecare pură; Brevet de invenţie nr. 54186, R. S. România, 1972.
5. *Popescu-Castellin, N. D.* Experimental Research on the Resistance to Dynamic Shearing of Metals; International Conference on Mechanical Behavior, Kyoto, 15–20 aug. 1971.
6. *Popescu-Castellin, N. D.*: Experimentelle Untersuchungen zum dynamischen Scherverhalten von Metallen; Metall, Mai (5), 1972.

* * *

REALIZĂRI ALE CONSTRUCȚIEI DE MAȘINI DIN ROMÂNIA

CZ. 621.791.75/.75 : 536.53

Stand pentru sudarea termocuplelor miniatură, pentru realizarea sudării prin puncte a plăcilor de tablă și a sîrmelor cu grosimi de la 0,5 mm la 1,5 mm și pentru sudarea cu arc electric, în curent alternativ monofazat

Dan DRĂGĂNESCU

1. Generalități

1.1. Prezentarea aparatului

În lucrare sînt prezentate aspectele constructive și performanțele tehnice ale acestei instalații, care se prevede a fi folosită în laboratoare, ateliere etc.

Instalația prezentată cuprinde de fapt trei blocuri funcționale dar distincte, înglobate însă sub aceeași carcasă :

1. T_1, Transformator : 380 V/30V ; 4000 A.
2. T_2, Trasformator : 220V/30V și 10V ; 30A, formînd un bloc funcțional cu Autotransformatorul de tip ATR — 18 110V/220/ 0—250V, 18A.
3. T_3, Transformator 220V/60V, 150A ; 70V, 170A.

Separat de instalație mai cuprinde :

4. Dispozitivul de sudare a termocuplelor (Ø 0,2 ÷ — Ø2 mm), în baie de Hg.
5. Microscop stereoscopic.

Transformatorul T_1 este folosit pentru sudarea prin puncte, proces de îmbinare a pieselor metalice, prin cusături întrerupte, trecînd prin piesele care se sudează cu curent electric adus prin doi electrozi de cupru cu conductibilitate electrică ridicată, fixați în portelectrozi speciali.

La mașinile de sudare prin puncte (aceste mașini au puteri pînă la 600 000 VA) se folosesc mecanisme de comprimare cu pîrghii și resorturi.

Prin trecerea curentului electric, piesele care se sudează se încălzesc prin efectul Joule pînă la temperatura de sudare, și sub apăsarea electrodului superior se formează o îmbinare metalică perfect sudată.

Timpul necesar pentru sudarea unui punct depinde de grosimea și de proprietățile fizice ale materialului pieselor ce se sudează, de puterea aparatului de sudură și de presiune. Acest timp se stabilește prin efectuarea în prealabil a unor probe pe ștraifuri din materialul care urmează a fi sudat. În general, pentru fiecare milimetru de grosime a tablei care se sudează timpul de sudare este egal cu o secundă.

Sudarea prin puncte este folosită pentru îmbinarea tablelor din oțeluri de diferite calități sau din metale neferose, cu grosimi între 0,1 mm și 30 mm.

Transformatorul T_2 este folosit pentru sudarea termocuplelor miniatură, formînd un complex împreună cu dispozitivul de sudare a termocuplelor și microscopul stereoscopic.

În exploatare există următoarele tipuri de termocupluri, formate din :

- Platină — platină iridiu
- Platină — nichel
- Platin — platin rhodiu (0 — 1600°)
- Cromel — alumel (0 — 1000°)
- Platină — argint
- Bismut — argint
- Cupru — constantan
- Fier — constantan (0 — 450°)

Termoelementul (termocuplul) se poate obține cînd se sudează două metale diferite, cu rezistivități mici și coeficienți de temperatură mici (pentru a se obține scări uniforme de temperatură) sau cînd se sudează două semiconductoare în formă de bară, unul electronic și celălalt prin goluri. Încălzind printr-un procedeu oarecare sudura, la capetele reci apar sarcini electrice de semne contrare, puse în evidență cu UA.

Din categoria termocuplurilor industriale, fac parte :

1) — termocupluri șunt
2) — termocupluri cu încălzire directă
3) — termocupluri cu încălzire indirectă, la care firul încălzitor are rezistivitate mare, dar materialul din care este făcut nu este magnetic pentru ca efectul pelicular să nu fie pronunțat, deoarece la creșterea frecvenței curentul nu mai străbate toată secțiunea conductorului, ci se localizează într-o pătură superficială.

Confecționarea termocuplelor miniatură în serie cu aparatul expus în lucrare este necesară, deoarece ele se utilizează pe scară mare :

- pentru măsurarea temperaturilor înalte (termocuplul etalonat)
- pentru măsurarea energiei radiațiilor, de exemplu radiațiile infraroșii (pila termoelectrică) care măsoară variațiile foarte mici de temperatură
- pentru măsurarea intensității curenților de frecvențe radio (aparate cu termocuplu)

Cu acest transformator se vor putea suda în special termocupluri cu (Ø 0,2 ÷ Ø 2 mm) și anume : Cr — Co, Cu-Const. ; Fe—Const. (0 — 450°).

Transformatorul T_3 are rolul să asigure sudarea cu arc electric, în curent alternativ monofazat. În cazul de față, el este un transformator monofazat cu impedanța de scurtcircuit mare și reglabilă în timp, arcul electric de curent alternativ fiind utilizat pentru topirea unui metal de adaos, care mijlocește sudarea. În curentul alternativ, piesele între care se amorsează și se întreține arcul își schimbă la fiecare secundă între ele rolurile de catod și anod. Sudarea în curent alternativ s-a răspîndit datorită simplității construcției, prețului de cost mai redus al surselor de alimentare și randamentului mare 0,78 — 0,85 față de sudarea în curent continuu, care necesită grupuri convertizoare rotative. Piesa de sudat și electrodul se racordează la bornele sursei de curent, iar lungimea cablurilor de la sursă la locul sudării nu trebuie să depășească 5 m.

Contactul cablului cu piesa de sudat se stabilește printr-o clemă cu șurub, iar cablul celălalt se conectează la un clește cu mîner izolant, în care se fixează electrodul ce se topește, numit portelectrod.

Caracteristici tehnice

Ua = 380V/220 V.

Transformatorul T_1

$P = 9000$ VA
$U_1 = 380$ V
$I_1 = 23$ A
$I_2 = 4000$ A
$U_2 = 2{,}25$ V

Transformatorul T_2

$P = 900$ VA
$U_1 = 220$ V
$U_2 = 30$ V
$U_2 = 10$ V
$I_2 = 30$ A

Transformatorul T_3

$P = 12000$ VA
$U_1 = 220$ V
$U_2 = 60$ V ; $I_2 = 150$ A
$U_2 = 70$ V ; $I_2 = 170$ A

Autotransformatorul tip ATR — 18

110 V și 220 V/0 —250 V ; 18 A
- frecvența rețele : 50 Hz ± 1 Hz.
- timpul de intrare în funcțiune : imediat
- domeniul de temperatură în exploatare : — 10°C + 55°C
- umiditatea mediului ambiant : 80%

2. Descrierea tehnică

2.1. *Principiul de funcționare*

Alimentarea instalației de sudare se face de la rețeaua de tensiune de 380 V.

În figura 1 se prezintă schema electrică de principiu.

Circuitul electric al blocului funcțional pentru sudura prin puncte cuprinde : alimentarea lui T_1 de la 380 V, butonul de comandă, dublu siguranțele fuzibile S1 și S2 (63A, 500V contactorul TCA (32A, 220V, 50Hz), Bl-becul de semnalizare a cărui aprindere marchează intrarea în funcțiune a transformatorului T1; B1 este alimentat cu 220 V. Pentru protecția împotriva electrocutării a celui care lucrează s-a prevăzut încă un contactor TCA (32A, 220V, 50Hz) care asigură trecerea tensiunii prin circuitul T1, numai în momentul cînd pedala de acționare a sistemului de electrozi de sudură, ajunge la sfîrșitul cursei. Eclisa E1, cu 1 × 3 poziții, în legătură cu primarul lui T1 care are și două prize la spirale 175 și 200, asigură în secundarul lui trei tensiuni, respectiv trei curenți folosiți pentru sudarea tablelor sau sîrmelor cu grosimi între 0,5 mm și 1,5 mm. În continuare prin două bare de cupru de 60 × 6 mm, secundarul lui T_1 este în legătură cu mașina de sudat prin puncte, cu deplasare radială a electrodului superior (fig. 2).

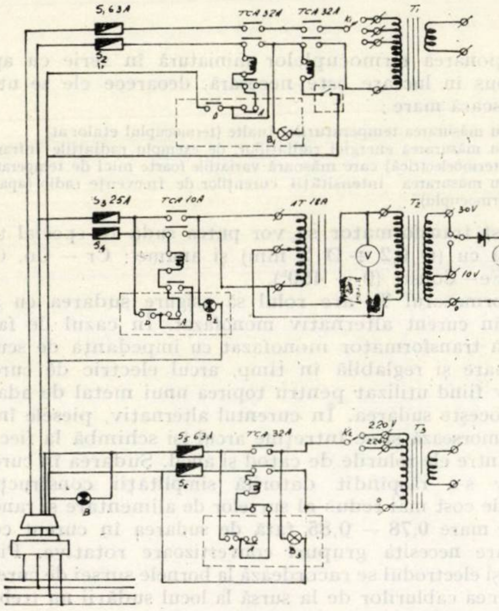


Fig. 1

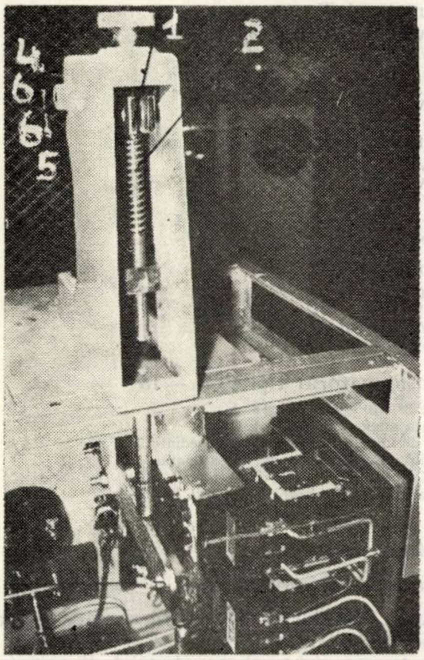


Fig. 2

1, 2, 3, mecanismul de comprimare cu pîrghii și resorturi.
4. portelectrodul superior, mobil
5. portelectrodul inferior, fix
6. electrozii de sudură prin puncte

În urma experiențelor făcute s-a constatat că se pot suda prin puncte table și sîrme cu grosimi între 0,3 mm și 2 mm.

Pe schema electrică de principiu se vede că sudarea termocuplelor miniatură se realizează cu ajutorul transformatorului T2, 220V/30V, 10V, 30A, operația făcîndu-se cu tensiune continuă obținută prin redresare cu dioda KS 60—60 a tensiunii alternative variabile furnizate de ATR—18, prin primarul lui T_1, secundarului lui T_1.

Tensiunea alternativă variabilă dată de ATR—18 se vede pe cadranul voltmetrului 250 V, montat pe primarul lui T_2. Eclisa E2 cu 1 × 2 poziții are rolul de schimbător de tensiune 10V = și 30V, iar curentul continuu pînă la 30A este pus în evidență pe cadranul ampermetrului de 30A, cnectat după KS60 — 60, în serie cu această diodă.

Circuitul electric al acestui bloc funcțional T_2 mai cuprinde și siguranțele fuzibile S3 și S4 (25A, 500V), contactorul (10A, 220V, 50Hz) și becul de semnalizare B2, care prin aprinderea lui marchează intrarea în funcțiune a instalației de sudare a termocuplelor.

În continuare, prin bornele 6 de pe panoul din spate al standului se face legătura cu dispozitivul de sudare a termocuplelor miniatură, care este de fapt un vas cu Hg, avînd pe deasupra un strat de ulei de 10 mm ± în care se introduce foarte rapid termocuplul pe care dorim să îl construim, acesta racordat electric cu bornele 6. Pentru această operație se folosește și un microscop stereoscopic (de exemplu tip TZO Warzawa 220V/6V ; 10A).

Pentru sudarea cu arc electric în curent alternativ monofazat se folosește transformatorul T_3 220V/60V, 150A și 70V, 170A, care pe primarul său are o priză, pentru a putea obține în secundar două tensiuni (doi curenți), necesare diferitelor materiale de sudat. Schimbarea tensiunilor 60V, 70V, se face cu eclisa E3 1 × 2 poziții, care împreună cu butonul de comandă dublu, siguranțele fuzibile S5 și S6 (63A, 500V), contactorul TCA (32A, 220V, 50Hz), becul de semnalizare B3, formează circuitul lui T3 și bornele 7 de pe panoul din spate.

Se menționează că pentru aprinderea arcului este necesar ca tensiunea în gol să fie în jurul a 70 V, deoarece în timpul sudării tensiunea scade la 20 V, 30 V.

Dezavantajul sudurii în curent alternativ monofazat constă în valoarea mică a factorului de putere 0,3 — 0,4.

2.2. *Aspectul exterior*

Instalația de sudare are următoarele dimensiuni de gabarit : 1020 × 450 × 670

În figurile 3, 4, 5, 6 sînt prezentate din față, lateral și din spate, standul cu explicațiile corespunzătoare :

1. Ansamblu, electrozi de sudură prin puncte
2. Voltmetru 250 V
3. Ampermetru 30 A
4. Lampă de semnalizare generală (B)
5. Eclisa E1 ; 1 × 3 poziții ; schimbător de tensiuni pentru T_1.
6. Eclisa E2, 1 × 2 poziții ; schimbător de tensiuni pentru T_2
7. Eclisa E3, 1 × 2 poziții ; schimbător de tensiuni pentru T_3.
8. Autotransformator, pentru reglajul tensiunii T_2.
9. Lampă de semnalizare pentru T_1 (B1)
10. Lampă de semnalizare pentru T_2 (B2)
11. Lampă de semnalizare pentru T_3 (B_3)
12. Buton de comandă dublu, pentru acționarea lui T_1.
13. Buton de comandă dublu, pentru acționarea lui T_2.
14 Buton de comandă dublu, pentru acționarea lui T_3.
15. Pedală de acționare a electrozilor.

2.3. *Aspect interior*

În figurile 7 8, este arătată partea interioară a standului de suduri, pentru a putea fi explicată așezarea pieselor componente.

1. T_1, transformator de sudură prin puncte
2. T_2, transformator de sudură pentru sudarea termocuplelor.
3. T_3, transformator de sudură cu arc electric în curent alternativ monofazat.
4. Autotranformator ATR — 18
5. Tablou de siguranțe
6. Borne T_2 (transformator de sudură pentru termocupluri)
7. Borne T3 (transformator de sudură, cu arc electric).
8. Cablu de alimentare de la 380 V.

3. Punerea în funcțiune

Așa cum s-a mai subliniat, alimentarea aparatului se face de la rețeaua de tensiune de 380 V, iar intrarea în funcțiune este semnalată de becul de semnalizare generală B.

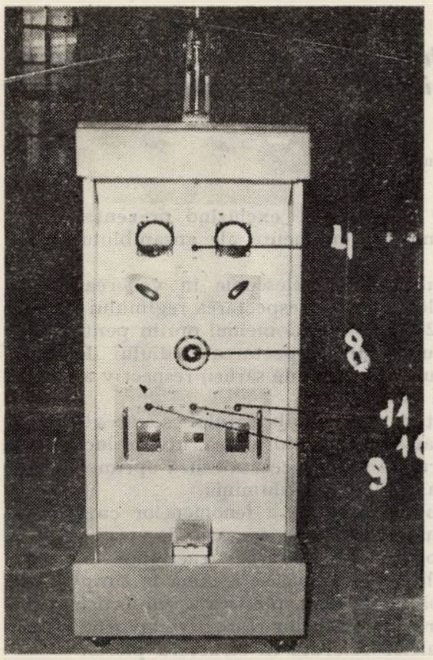


Fig. 3

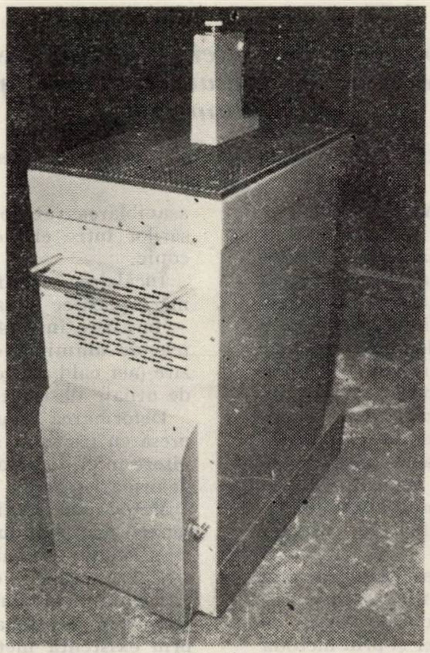


Fig. 5

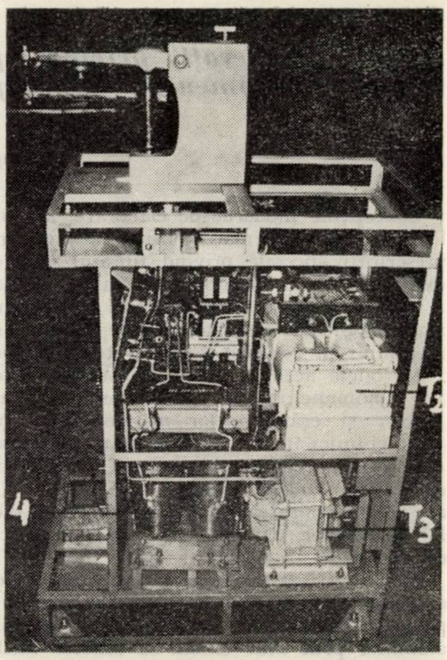


Fig. 7

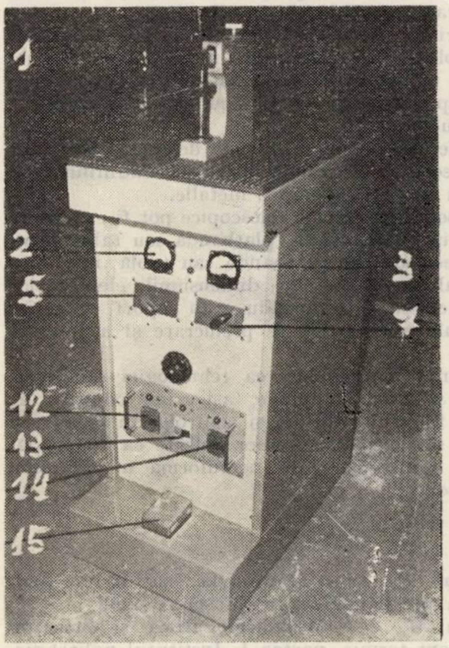


Fig. 4

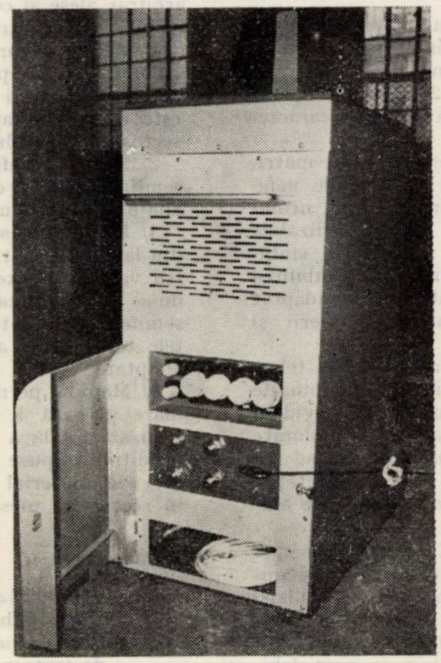


Fig. 6

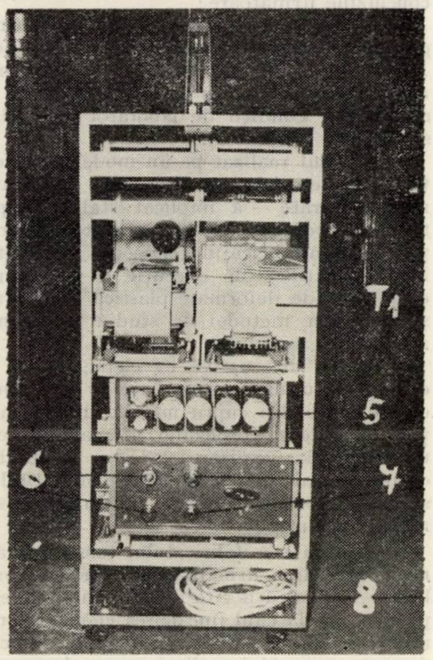


Fig. 8

Se remarcă faptul că cele trei transformatoare componente pot lucra simultan, adică se pot efectua în acelaşi timp sudura prin puncte semnalizată de becul B_1, sudura termocuplelor semnalizată de becul B_2 şi sudura cu arc electric, semnalizată de becul B_3.

4. Intreţinerea

Această operaţie este simplă, deoarece aparatul este deplasabil (pe patru roţi), depanarea făcîndu-se prin deşurubarea plăcilor de pe panoul din faţă sau din spate.

O mare atenţie trebuie acordată bunei funcţionări a sistemului pedală – mecanismul de comprimare cu pîrghii şi resorturi şi înlocuirii electrozilor de cupru uzaţi.

5. Lista de componente

Voltmetru 0 – 250 V (1 bucată)
Ampermetru 0 – 20 A (1 bucată)
Bec tip IFA – (4 bucăţi)
Eclisă 1 × 3 poziţii (1 bucată)
Eclisă 1 × 2 poziţii (2 bucăţi)
Autotransformator tip ATR – 18 (1 bucată)
1 transformator 380V/2,25 V, 4000 A (1 bucată)
1 transformator 220V/30V, 30A, (1 bucată)
1 transformator 220V/60V, 150A, 70V, 170A (1 bucată)
Corp siguranţe 63A, 500V (4 bucăţi)
Corp siguranţe 25A, 500 V (2 bucăţi)
T.C.A. 32 A, 220V, 50Hz (3 bucăţi)
T.C.A. 10 A, 220V, 50Hz (1 bucată)
Buton de comandă dublu (3 bucăţi)
Bec neon (4 bucăţi)

6. Concluzii

Caracteristicile funcţionale şi tehnice ale standului de suduri, ca şi faptul că el poate executa cele trei operaţii concomitent, fiind uşor deplasabil, fac recomandabilă utilizarea acestui aparat, în condiţii de securitate maximă.

CZ 669.715 : 621.979 — 2.001.5

Unele consideraţii privind aplicarea metodei figurilor tehnologice la studiul macroscopic al fenomenelor de curgere a metalului în cazul pieselor matriţate din aliaje de aluminiu

Ing. Grigore **DOBRESCU** — Întreprinderea mecanică — Mîrşa

Concepţiile moderne de elaborare a tehnologiilor de prelucrare prin deformare plastică a pieselor complexe şi cu prescripţii speciale privind fibrajul sau calitative privind excluderea sau suprapunerile sau repartizarea neuniformă a metalului în toată masa piesei impun studierea prealabilă macroscopică a fenomenelor de curgere şi repartizare a metalului în condiţii de laborator pe modele de referinţă.

Metodele actuale folosite la studiul macroscopic al acestor fenomene implică : executarea prealabilă a semifabricatelor şi eşantioanelor metalografice, prepararea reactivilor chimici în raport cu calitatea materialului, executarea atacului cu reactiv chimic pentru developarea fibrajului şi realizarea studiului macroscopic respectiv, evidenţiind prin acestea necesitatea dotării şi încadrării corespunzătoare a laboratoarelor uzinale, fiind metode specifice cu caracter de laborator.

Studiul a fost efectuat special pentru piese matriţate din aliaje de aluminiu şi s-a făcut comparativ în două ipoteze : piesă matriţătă din semifabricat telescopic din aliaje de aluminiu prin atac chimic cu reactiv Keller şi prin metoda *figurilor telescopice* din metale neferoase colorate. S-au tras concluziile următoare :

1/ Fibrajul developat pe eşantionul metalografic corespunzător folosind reactiv chimic cu compoziţia chimică HCl (1,19) = 20 m^3, HNO_3 (1,4) = 20 cm^3, HF = 1,5 cm^3, apă distilată = 20 cm^3, atacul chimic de 20 de secunde, s-a realizat în condiţii de laborator (metoda are un caracter specific de laborator).

2/ Studiul realizat pe un model de referinţă, piesă matriţată din semifabricat telescopic executat din metale neferoase colorate — a implicat stabilirea prealabilă a următoarelor probleme : alegerea materialelor optime utilizabile pentru semifabricatul telescopic destinat matriţării, stabilirea condiţiilor de execuţie a semifabricatului, stabilirea condiţiilor de deformare plastică a semifabricatului adaptat şi stabilirea metodei de studiu a fenomenelor curgerii şi repartizării metalului.

Folosirea alternativă ca elemente ale ansamblului telescopic a aluminiului sau aliajelor de aluminiu în combinaţie cu elemente din cupru metalic, bronz sau alamă a evidenţiat excluderea bronzului sau alamei ca metale colorate utilizabile la realizarea acestor semifabricate, găsind ca optim numai cuprul metalic, compatibil prin proprietăţile sale de deformare plastică cu aluminiul sau aliajele de aluminiu cu cupru.

Realizarea semifabricatului telescopic a impus de asemenea respectarea următoarelor condiţii : prelucrarea şi asamblarea mecanică a cîte două elemente, realizarea asamblării prin fretare la cald (încălzirea elementelor externe la temperatura de 200 — 250°C) sau ungerea elementelor pe suprafaţa de contact cu ulei grafitat pentru fretare la rece, prin debitarea semifabricatului la lungimea impusă tehnologic după asamblarea tuturor elementelor, excluzînd prezenţa deplasărilor între elementele componente ale ansamblului telescopic.

Încălzirea semifabricatului telescopic în vederea deformării plastice la cald impune : respectarea regimului termic, — încălzire între 420 şi 560°C (domeniul optim pentru aliajele de aluminiu cu cupru) — respectarea mediului de încălzire (aer cald recirculat sau baie de săruri) respectiv a tipului de utilaje destinate încălzirii.

Deformarea plastică a semifabricatului s-a realizat pe presă cu fricţiune sau pe presă hidraulică, utilaje lucrînd cu viteze mici de deformare şi din această cauză optime pentru deformări plastice a aliajelor de aluminiu.

Metoda de studiu macroscopic a fenomenelor curgerii şi repartizării metalului nu necesită operaţii de pregătire a eşantionului metalografic, prepararea reactivilor chimici, atacul cu reactivi chimici etc. ; ea se rezumă la simpla secţionare a piesei după deformarea plastică a semifabricatului telescopic, developarea fenomenelor respective apărînd direct prin existenţa metalelor colorate în structura piesei.

Pe baza studiului efectuat — realizat totuşi pentru piese arbitrar alese şi condiţionat de pregătirea de fabricaţe existentă — pot fi trase următoarele concluzii ;

1/ Metoda figurilor telescopice folosind metale neferoase colorate este simplă şi adecvată studiului fenomenelor curgerii şi repartizării metalului ca efect al deformării plastice, este o metodă aplicabilă direct în condiţiile de dotare a sectoarelor productive.

2/ Metalele neferoase colorate optime destinate realizării semifabricatelor corespund combinaţiilor de aluminiu sau aliaje de aluminiu cu cupru şi cupru metalic.

3/ Elementele semifabricatelor telescopice pot fi executate din laminate de tip : bară, ţeavă, platbandă sau tablă, pentru variantele executate din platbandă sau tablă impunîndu-se rolarea şi calibrarea bucşelor, dimensiunile elementelor semifabricatului telescopic adoptîndu-se în raport cu cerinţele tehnologice ale tehnologiei de prelucrare şi asamblare adoptate.

4/ Metoda permite fundamentarea tehnologiei de deformare plastică a pieselor complexe, asigurînd condiţii de realizare finală a fibrajului dirijat şi controlat în raport cu condiţiile impuse sau excluderea unor defecte ca : suprapuneri de material sau repartizare neuniformă a metalului în secţiunile piesei.

BIBLIOGRAFIE

[1] — *Cernicenka, V. P.* — Stampovka na Krivoşipnih Kovocinîh pressah, Moskva, Maşchiz, 1953.

[2] — *Marinescu, M., F* — Metalurgie fizică şi principii de tratament termic, partea I, Institutul politehnic, Braşov, Ed a III-a, 1953.

CZ. 621.836.7

Cilindru de închidere al crucii de Malta care nu prezintă pericol de blocare

Ing. Ghiţă V. Barbu — Întreprinderea de mecanică fină — Sinaia

Oprirea unei cruci de Malta în timpul pauzei se face de obicei printr-un mecanism de blocare cilindric. În continuare se va arăta cum se poate stabili lăţimea minimă a unei frezări libere pentru a evita în mod sigur blocarea.

În figura 1 se prezintă unghiul de joc posibil prin jocul necesar între cilindrul de închidere şi crucea de Malta.

Dacă asupra unei cruci de Malta, în timpul pauzei, acţionează un moment de sarcină negativă *M*, adică un moment de forţă în sensul său de rotire la cuplare, atunci imediat chiar înainte de sfîrşitul pauzei poate interveni blocarea.

În figura 1 se văd forţele care acţionează la crucea de Malta ca urmare a acestui moment de forţă ; pentru clarificare jocul este desenat cu o oarecari exagerări. Efectul de blocare începe cînd rezultanta din forța normală F_N și forța de frecare F_R întretaie axa de rotație a crucii de Malta.

Această lipsă se poate îndepărta relativ ușor cînd se frezează crucea de Malta în domeniul critic (unghi φ_0, fig. 2). Este mai bine să se facă frezarea liberă simetric în domeniul 2 φ_0. Apoi se poate utiliza această cruce de Malta pentru ambele sensuri de rotire și în afară de aceasta se obține o oprire fără joc la începutul și sfîrșitul pauzei. Unghiul γ de la cilindrul de închidere se mărește de asemenea simetric cu $2\varphi_0$.

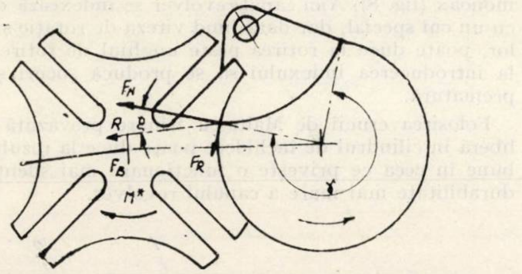


Fig. 1 – Forțe pe crucea de Malta determinate de momentul M*

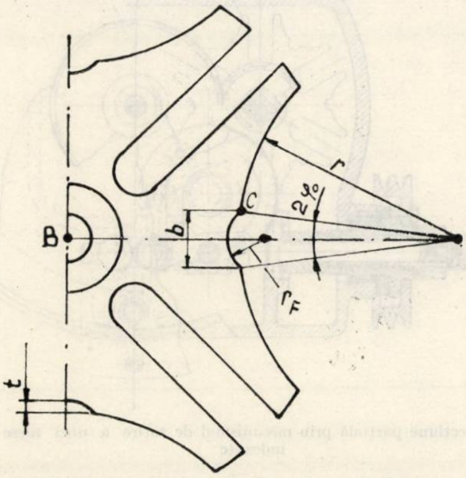


Fig. 2. – Frezarea liberă pe crucea de Malta

Lățimea necesară b a frezării libere poate fi găsită grafic cu cîteva repere după cum urmează (fig. 3).

Pe o dreaptă oarecare *g1* se ia segmentul $AC = r$ (este raza cilindrului de blocare). Din C se trage o linie *g2*, care face cu dreapta *g1* unghiul maxim de frecare φ_0. Un arc de cerc din A, cu raza l — distanța dintre lagăre, taie linia *g2* în B. Dreapta AB dă unghiul de blocare φ_0, perpendiculara din C pe AB dă $b/2$.

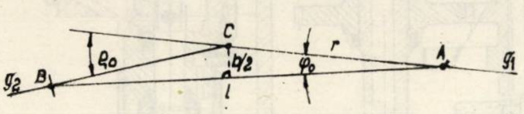


Fig. 3. – Determinarea frezării libere

Cu ajutorul construcției geometrice se poate ușor deduce o formulă pentru calculul lui φ_0; după legea sinusului, rezultă;

$$\frac{r}{\sin(\rho - \varphi_0)} = \frac{l}{\sin(\pi - \rho_0)}$$

De aici reiese unghiul de blocare

$$\varphi_0 = \rho_0 - \arcsin\left(\frac{r}{L}\sin\rho_0\right) \qquad (1)$$

Exemplu. Se dă pentru o cruce de Malta cu șase canale distanța dintre lagăre $l = 60$ mm, raza cilindrului de blocare $r = 22$ mm și coeficientul maxim de frecare al repausului astfel încît $\mu_0 = \mathrm{tg}\,\rho_0 = 0{,}33$, iar unghiul de frecare $\rho_0 = 18{,}25°$. În modul arltat se găsește $\varphi = 11{,}7°$.

Această valoare poate fi rotunjită la 12°. Unghiul pe care se întinde cilindrul de blocare este

$$\gamma^* = \gamma + 2\varphi_0 = 240° + 24° = 264°$$

Din motive de tehnică a prelucrării poate fi recomandabil ca în locul lățimii *b* să se dea pe desen adîncimea frezării *t*. Dacă r_F este raza frecării, atunci

$$t = r_F - \sqrt{r_F^2 - r\sin\varphi_0} - r(1 - \cos\varphi_0) \qquad (2)$$

din care rezultă cu datele specificate $t = 2{,}50$ mm cînd $r_F = 5$ mm.

Se recomanda ca valoarea lui φ_0 să se rotunjească întotdeauna în sus, înlăturînd astfel în mod sigur blocarea, atît timp cît ρ_0 a fost corect ales; totuși se poate ca încă dinainte presarea suprafeței între cilindrul de blocare și cruce să fie inadmisibil de mare, ceea ce depinde de valoarea absolută a momentului de forță M^* și φ_0 este independent de aceasta. O barieră superioară pentru unghiul de blocare este dată prin calea relativă a punctelor E_1 și E_2 în interiorul degajării din cilindrul de blocare (fig. 4). Dacă se mărește raza r a acestuia, atunci conform formulei 1 sau (fig. 3) se poate ieși cu o valoare φ_0 mai mică, prin care nu numai distanța E_1E_2 este mai mică, ci și necesarul de spațiu este mai mic, fapt limitat de stabilirea necesară a sfîrșitului crucii de Malta în formă de furcă.

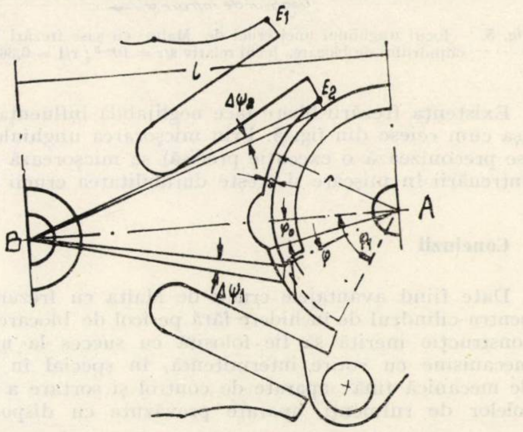


Fig. 4 – Definirea de joc Δψ 1 și Δψ 2 la crucea de Malta

În afara unei măriri a momentului de inerție a părții antrenate admise, nu se poate în nici un caz separa dispozitivul cilindric de blocare de crucea de Malta și pune într-un plan paralel.

Prin frecarea liberă se micșorează în mod considerabil unghiul jocului $\Delta\psi_1$ al elementului de antrenare la începutul și sfîrșitul repausului, care apare ca urmare a jocului dintre cilindrul de blocare și crucea de Malta.

În figurile 4 și 5 unghiul jocului $\Delta\psi_1$ și $\Delta\psi_2$ reprezintă deviația posibilă a crucii de Malta din poziția medie în sens invers sau în sens direct al acelor de ceasornic (formulele necesare pentru explicarea figurii sînt voluminoase și puțin vizibile, de aceea s-a renunțat la prezentarea lor)

Cu dimensiunile date în exemplul dat $r/l = 0{,}367$ și jocul relativ $s/r = 10^{\ 3}$ se micșorează unghiul total de joc la în jur de o zecime a valorii fără frezare liberă, cînd se lasă în afara atenției influența vîrfului. Pentru a obține același efect ar trebui micșorat s/r cu doi exponenți ai lui zece, ceea ce practic este imposibil. În afară de aceasta se îmbunătățește valoarea începutului și sfîrșitului unghiului efectiv de înfășurare al dispozitivului de blocare la aproximativ $\varphi_0 = 12°$.

Dacă se observă limita cerută a unghiului jocului printr-un vîrf, în caz deosebit fără joc, acesta întotdeauna chiar rotunjit ar fi de trei ori mai mare decît în cazul frezării libere.

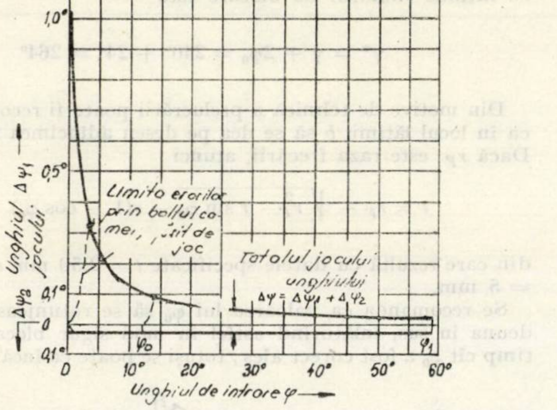


Fig. 5. – Jocul unghiului unei cruci de Malta cu şase frezări la intrarea cilindrului de blocare. Jocul relativ s/r = 10^{-3} ; r/l = 0,367

Existenţa frezării libere face neglijabilă influenţa vîrfului, aşa cum reiese din fig. 5. Prin micşorarea unghiului jocului (se preconizează o execuţie precisă) se micşorează zgomotul antrenării în mişcare şi creşte durabilitatea crucii de Malta.

Concluzii

Date fiind avantajele crucii de Malta cu frezarea liberă pentru cilindrul de închidere fără pericol de blocare, această construcţie merită să fie folosită cu succes la numeroase mecanisme cu rotire intermitentă, în special în industria de mecanică fină : aparate de control şi sortare a bilelor şi rolelor de rulmenţi, aparate prevăzute cu dispozitive de numărat, aparate optice de fotografiat prin repetiţie cu o anumită frecvenţă unde precizia unghiulară de rotire a elementului condus este dată de precizia de rotire a crucii de Malta, prin frînarea acesteia în punctul de vîrf al cilindrului de închidere.

În domeniul maşinilor-unelte crucea de Malta se poate folosi la rotirea capului revolver a strungurilor automate monoax (fig. 8). Aici capul revolver se indexează după rotire cu un cui special, dar dată fiind viteza de rotaţie şi frecvenţa lor, poate duce la rotirea peste unghiul de rotire, aşa încît la introducerea indexului să se producă şocuri şi o uzură prematură.

Folosirea crucii de Malta cu frînare prevăzută cu frezare liberă în cilindrul de închidere poate duce la rezultate foarte bune în ceea ce priveşte o funcţionare mai silenţioasă şi o durabilitate mai mare a capului revolver.

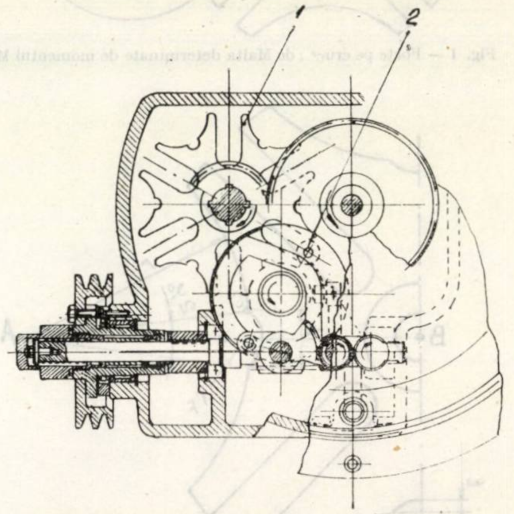


Fig. 6 – Secţiune parţială prin mecanismul de rotire a unei mese rotative indexate

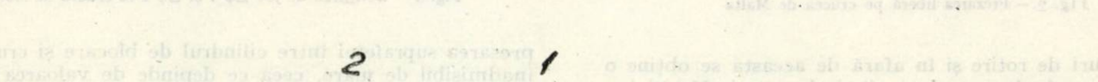


Fig. 7 – Secţiune printr-o masă rotativă indexată

O largă folosire a crucii de Malta este indicată şi în construcţia meselor rotative indexate pentru maşini agregat (fig 6 şi 7), unde crucea de Malta 1 se foloseşte pentru rotirea cu un anumit unghi a mesei maşinii, după care se face o indexare cu un index 3 şi blocarea mesei pe ghidaje.

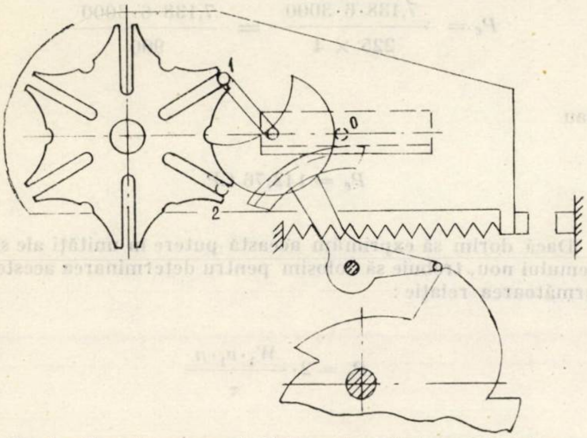


Fig. 8 – Mecanism cu cruce de Malta pentru rotirea capului revolver

Precizia foarte mare de rotire a meselor rotative indexate impune folosirea unui mecanism cu cruce de Malta cu frînare în cilindru de închidere pentru a nu depăşi unghiul de rotire.

Datorită momentului relativ mare de rotire a mesei, forţa rezultantă a forţelor FN şi FR creşte în aşa fel încît poate duce la blocarea crucii de Malta în punctul de vîrf al cilindrului de închidere. Prin practicarea frezării circulare pe crucea de Malta se înlătură pericolul de blocare a acesteia.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * Feinwerktechnik + micronic 76 – 1972, Heft 5

[2$_4$] * * * Îndrumător matematic şi tehnic, Ed. tehnică, Bucureşti, 1964

[3] *Diaconescu, I.*, Maşini-unelte – vol. II Ed. transporturi şi telecomunicaţii, Bucureşti, 1962.

MATERIALE DOCUMENTARE

C. Z. 531.7.081(100)

Din nou despre utilizarea sistemului internaţional de unităţi de măsură

Prof. dr. ing. **Nicolae TECUŞAN** – Institutul politehnic – Timişoara

Se ştie că în ţara noastră pr intr-o hotărîre luată s-a introdus ca sistem pentru unităţile de măsură sistemul internaţional de unităţi (SI), adică sistemul de unităţi corespunzător standardului internaţional.

Despre neajunsurile sistemelor vechi de unităţi de măsură s-a vorbit foarte mult, amintind şi faptul că se utiliza deseori aceeaşi unitate de măsură, kilogramul atît pentru masă cît şi pentru forţă. Acest lucru crea desigur confuzii în aprecierea masei sau greutăţii. Ca urmare, în sistemul internaţional unitatea de măsură pentru masă rămîne kilogramul, iar pentru forţă cît şi pentru forţa gravitaţională newtonul (N). Deci pentru forţă unitatea de măsură rămîne newtonul (N) şi aceasta în baza relaţiei : $F = m \cdot a$ adică $m\,kg \cdot s^{-2}$

Astfel, ori de cîte ori va fi vorba de cantitatea de combustibil sau ulei se va considera ca fiind vorba de masă, deci o vom exprima în kilograme.

De asemenea, în cadrul acestui sistem internaţional, pentru a se evita expresii mari, greu de reţinut, se pot folosi multipli şi submultipli ai unităţilor de măsură de bază. Deci în multe cazuri pentru a exprima forţa se poate folosi ca unitate de măsură pentru forţă meganewtonul (MN), pentru presiunea specifică MN_1/m^2, iar pentru lucrul mecanic kJ

Deoarece în momentul de faţă în multe întreprinderi şi instituţii se mai găsesc diverse aparate pentru determinarea forţei sau presiunii, gradate în unităţi aparţinînd sistemului vechi de unităţi, se poate admite că 1 kgf = 9,80665 N sau pentru simplificare 1 kgf = 10 N. Eroarea care apare în această aproximare este de 2%.

Dacă această aproximaţie nu ne satisface se poate admite cu o mai mare precizie că 1 kgf = 9,81 N.

Pentru aprecierea presiunii specifice se poate pleca de la următoarele relaţii :

$$\frac{1\ \text{kgf}}{\text{cm}^2} = \frac{9{,}81\ \text{N}}{\text{cm}^2} = \frac{1\ \text{da N}}{\text{cm}^2}$$

$$\frac{1\ \text{kgf}}{\text{cm}^2} = \frac{9{,}81\ \text{N}}{\text{cm}^2} = 9{,}81 \cdot 10^4\ \text{N/m}^2\ \ 98{,}1\ \text{kN/m}^2$$

Admiţînd eroarea de 2%, pentru o mai mare simplificare se poate admite că :

$$\frac{9{,}81\ \text{N}}{\text{cm}^2} = 98.100\ \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{m}^3} = 98{,}100\ \frac{\text{k} \cdot \text{w} \cdot \text{s}}{\text{m}^3}$$

În baza acestei relaţii se poate face următoarea legătură între presiune (ne referim la motoarele cu ardere internă) şi lucrul mecanic volumetric, deci în cazul în care presiunea medie efectivă este de 7,138 kgf/cm², această presiune este identică cu un lucru mecanic volumetric (volumic) egal cu $700\,\frac{\text{k}\cdot\text{W}\cdot\text{s}}{\text{m}^3}$

În cele ce urmează ne propunem a nota acest lucru mecanic prescurtat cu W_1.

De asemenea, după noul sistem turaţia motoarelor trebuie exprimată în radiani pe secundă (s^{-1}). Legătura dintre rot/min şi rad/s este următoarea:

$$1 \text{ rot/min} = 0{,}1047 \text{ rad/s}$$

Dar după cum o să vedem în cele ce urmează se poate utiliza în relaţia care determină puterea în kW, turaţia exprimată în rot/s.

Pentru aceasta se poate porni de la următoarea relaţie:

$$1 \text{ rot/min} = \frac{1}{60} \text{ rot/s} = 0{,}016667 \text{ rot/s}$$

sau

$$1 \text{ rot/s} = 60 \text{ rot/min.}$$

Deci în cazul unui motor cu turaţia de 3 000 rot/min această rotaţie se poate exprima ca fiind de 50 rot/s.

După sistemul internaţional puterea motoarelor se exprimă numai în waţi (W) sau un multiplu al acestuia, kilowattul (kW), megawattul (MW) etc.

Pentru transformare este suficient a ne aminti că:

$$1 \text{ CP} = 0{,}736 \text{ kW} \quad \text{sau} \quad 1 \text{ kW} = 1{,}36 \text{ CP}$$

Revenind la sistemul vechi de unităţi de măsură unde puterea motoarelor se exprimă în CP, relaţia utilizată era:

$$P_e = \frac{p_e\cdot v_1\cdot n}{900}, \text{ în CP pentru un motor în patru timpi}$$

şi

$$P_e = \frac{p_e\cdot v_1\cdot n}{450}, \text{ în CP pentru un motor în doi timpi}$$

În cazul în care se utilizează în relaţia puterii numărul de tacte τ, aceasta devine

$$P_e = \frac{p_e\cdot v_1\cdot n}{225\ \tau}, \text{ în CP}$$

unde:

τ = 4 pentru motoarele în patru timpi

τ = 2 pentru motoarele în doi timpi

v_1 — volumul de lucru în dm³

n — turaţia motorului în rot/min

p_e — presiunea medie efectivă în kgf/cm²

Admiţînd că motorul este în patru timpi, iar presiunea medie efectivă p_e = 7,138 kgf/cm² şi volumul de lucru v_1 = 6dm³ la o turaţie de 3000 rot/min, rezultă după relaţia de mai sus următoarea putere efectivă:

$$P_e = \frac{7{,}138\cdot 6\cdot 3000}{225\times 4} = \frac{7{,}138\cdot 6\cdot 3000}{900}$$

sau

$$P_e = 142{,}76 \text{ CP}$$

Dacă dorim să exprimăm această putere în unităţi ale sistemului nou, trebuie să folosim pentru determinarea acesteia următoarea relaţie:

$$P_e = 2\cdot\frac{W_1\cdot v_1\cdot n}{\tau}$$

unde: W_1 este lucrul mecanic volumetric în kWs/m²

v_1 — volumul de lucru al motorului, în m³

n — turaţia motorului, în rot/s

τ — aceleaşi valori ca mai sus

p_e — puterea efectivă în kW.

Dacă admitem p_e = 7,138 kgf/cm², rezultă în baza relaţiei anterioare următoarea corespondenţă:

$$7{,}138 \text{ kgf/cm}^2 = 70 \text{ N/cm}^2 = 700\,000 \text{ N}\cdot\text{m/m}^3 = 700\,\frac{\text{kWs}}{\text{m}^3}$$

Deci:

W_1 = 700 kWs/m³

v_1 = 0,006 m³

iar n = 3000 rot/min = 50 rot/s.

Înlocuind aceste date în relaţia puterii rezultă că:

$$P_e = \frac{700\cdot 0{,}006\cdot 50}{2} = \frac{210}{2} = 105 \text{ kW}$$

Dacă facem proba rezultă:

$$142{,}76 \text{ CP}\times 0{,}73549875\,\frac{\text{kW}}{\text{CP}} = 105 \text{ kW}$$

Drept criteriu de apreciere a parametrilor economici ai motoarelor, după cum cunoaştem se foloseşte consumul specific de combustibil, consum care după vechiul sistem de unităţi se exprimă în g/CPh. După noul sistem se recomandă exprimarea acestui consum specific în g/kWh, lucru posibil dacă plecăm de la relaţia

$$1 \text{ g/CPh} = 1{,}3596 \text{ g/kWh}$$

şi

$$100 \text{ g/CPh} = 135{,}96 \text{ g/kWh}$$

sau 1 g/kWh = 0,73549875 g/CPh

şi 100 g/kWh = 73,549875 g/CPh

Natural că pornind de la acest consum şi cunoscînd puterea motorului putem afla consumul orar de combustibil care se exprimă după noul sistem în kg/h.

În multe ocazii se va putea calcula puterea efectivă folosind şi relaţiile :

$$P_e = \frac{p_e \cdot v_1 \cdot n \cdot i}{120} \text{ în kW pentru motorul în patru timpi}$$

$$P_e = \frac{p_e \cdot v_1 \cdot n \cdot i}{60} \text{ în kW pentru motorul în doi timpi}$$

unde : p_e este presiunea medie efectivă în MN/m^2

n — turaţia în rot/min

i — numărul de cilindri

v_1 — volumul de lucru al unui cilindru în dm^3

Întrucît în unităţile deţinătoare de parc de tractoare sau auto puterea efectivă se determină prin încercări la bancul de rodaj, în cele ce urmează vom arăta cîteva relaţii ce trebuie folosite pentru ca puterea efectivă determinată la banc să fie exprimată în unităţi de măsură aparţinînd sistemului internaţional.

Se cunoaşte că la aceste bancuri de rodaj înzestrate cu frînă mecanică sau hidraulică se determină prin indicaţiile de pe cadran forţa de frînare în kgf. Astfel, momentul de frînare va fi egal cu produsul dintre forţa F şi braţul de lungime l-al frînei :

$$M_F = F \cdot l$$

Pentru ca expresia momentului M_F să fie cît mai simplă, raţul frînei l se ia egal cu 0,716 m, deci relaţia devine :

$$M_F = 0{,}716\ F \text{ în m} \cdot \text{kgf}$$

iar puterea efectivă P_e va fi dată de relaţia :

$$P_e = 0{,}001\ F \cdot n \text{ în CP}$$

unde cu n am notat turaţia în rot/min.

Dacă forţa F se va exprima în newtoni, atunci :

$$P_e = \frac{F \cdot l \cdot 2\pi n}{60} = \frac{M_F \cdot \pi \cdot n}{30} \text{ în W}$$

iar relaţia pentru momentul de frînare M_F va fi :

$$M_F = \frac{30\ P_e}{\pi \cdot n} = 9{,}55 \cdot \frac{P_e}{n} \text{ în N} \cdot \text{m (J)}$$

sau

$$F \cdot l = 9{,}55 \frac{P_e}{n} \text{ în N} \cdot \text{m(J)}$$

şi deci

$$P = \frac{F \cdot l \cdot n}{9{,}55} \text{ în W}$$

Deci pentru a se putea determina direct puterea în W este recomandabilă modificarea lungimii braţului l de la 0,716 m la 0,955 m şi deci relaţia devine :

$$P_e = 0{,}1\ F \cdot n \text{ în W}$$

sau

$$P_e = 0{,}0001\ F \cdot n \text{ în kW}$$

unde : F este forţa de frînare în N

n — turaţia motorului în rot/min.

În cazul cînd lungimea pîrghiei $l = 1$ m, atunci puterea efectivă se poate determina cu relaţia

$$P = 0{,}105\ F \cdot n \text{ în W}$$

Dacă standul pentru determinarea puterii efective se foloseşte o mică perioadă din an, atunci apare ca inoportună modificarea lungimii braţului ($l = 0{,}716$ m) sau a diviziunii de pe cadran din kgf în N. În aceste situaţie se poate folosi cu destulă exactitate relaţia :

$$P = \frac{0{,}716 \cdot 9{,}81 \cdot F \cdot n}{9{,}55} = 0{,}736\ F \cdot n \text{ în W}$$

unde : F este forţa în kgf

n — turaţia în rot/min.

Am prezentat aceste cîteva relaţii utile pentru practică, care să uşureze folosirea în toate unităţile a sistemului internaţional de unităţi de măsură, pentru a se răspunde la o hotărîre aprobată cu ani în urmă de statul nostru şi devenită prin aceasta obligatorie pentru noi toţi. În virtutea acestei măsuri se recomandă ca uzinele sau instalaţiile care produc utilaje şi aparatură mecanică să aducă îmbunătăţirile cerute, pentru ca cei cărora le sînt destinate să le poată folosi în concordanţă cu unităţile de măsură aparţinînd sistemului SI.

În sensul celor arătate mai înainte, uzinele constructoare trebuie să aducă modificările cuvenite la frînă, pentru ca pe viitor, puterea efectivă a motoarelor încercate să fie calculate în unităţi SI, adică în waţi sau kilowaţi.

◆

CONDIŢII DE PREZENTARE A MANUSCRISELOR PENTRU REVISTA „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI”

1. *Textul* unui articol împreună cu desenele să nu depăşească 15 pag. convenţionale (de 2000 semne la 2 rînduri).

2. Articolul trebuie însoţit de un *rezumat de autor* de 1 000 de semne, pe o filă separată.

3. *Dactilografierea* se execută la 2 rînduri în pagini de numai 2 000 de semne, pe hîrtie albă, pe o singură faţă a filei.

Pagina va avea o margine albă de 3 cm lăţime în stînga. Formele se scriu foarte clar, cu semnele matematice şi literele conform STAS suficient de mari şi cu tuş.

4. *Desenele* se execută în tuş pe calc, la dimensiunile între formatele A^6 şi A^4. Dacă sînt figuri-foto, acestea trebuie să fie foarte clare şi cu efectele de contrast foarte pronunţate.

5. *Toate figurile şi tabelele* care însoţesc articolul trebuie menţionat în text. Figurile trebuie să aibă titluri şi legende şi să fie însoţite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul şi legenda ; legătura se face prin numărul lor conform borderoului. Acese figuri se prezintă separat într-un plic adecvat.

6. *Tabelele* trebuie dactilografiate pe pagini separate de text (în text li se va indica doar locul ca şi pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

7. *Bibliografia* trebuie prezentată conform STAS nr. 6 158—60 şi anume ;

Cărţi : numele autorului, iniţiala prenumelui autorului, titlul cărţii (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în limba română), numărul ediţiei în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima şi ultima pagină a fragmentului.

Periodice : numele autorului, iniţiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în limba română), titlul periodicului precedat de cuvînt „In”, numărul volumului sau anul de apariţie (în cifre arabe), numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima şi ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum se citează doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în limba română, titlul se scrie în traducere dar cu menţiunea că lucrarea a fost tradusă şi din ce limbă.

Bibliografia trebuie dactilografiată tot pe pagină separată de text.

Autorii trebuie să ştie că în tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secţii diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

8. *Predarea la redacţie a manucrisului dactilografiat* se face în două exemplare, din care un original şi o copie.

Originalul este însoţit de desenele în tuş pe calc şi fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoţit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de-al doilea rînd de fotografii cînd este cazul.

9. *Autorul trebuie să garanteze conţinutul ştiinţific al articolului*, iar textul prezentat redacţiei să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale şi tipografice nu îl mai revede, deci, nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

10. *Conform regulilor editoriale* manuscrisele şi figurile — publicate sau nu—nu se mai restituie autorului.

11. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacţie revistei „Construcţia de Maşini”, la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARA PENTRU
INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI GRELE

Redacţia revistei „Construcţia de Maşini” Calea Victoriei nr. 133, sector 1, Bucureşti

12. Orice *informaţie* şi *referinţe* se pot obţine la telefoanele : 50.31.30 (direct) şi 50.40.90 sau 50.50.25-int. 253 sau 274. *Redactori* : Rodica Moldoveanu şi Şerban Teodorescu

◆

INSTITUTUL DE CERCETARE SI PROIECTARE AUTOVEHICULE SI TRACTOARE * BRASOV

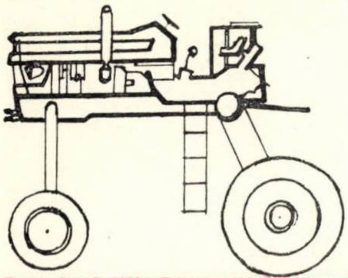
I.C.P.A.T.
* BRASOV

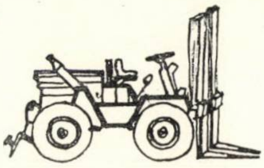
Execută pe bază de comandă cu rezultate furnizate imediat:

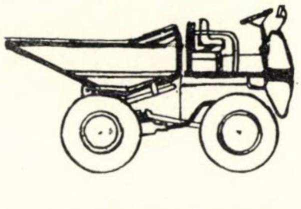
1. analize chimice pentru combustibili, lubrifianţi şi incercări mecanice ale materialelor
2. verificări ale sistemului de frînare
3. analiza gazelor de eşapare
4. încercări de cabine de rezistenţa pentru tractoare
5. încercări de zgomot şi vibraţii
6. caracteristici de tracţiune pe beton
7. consum - control conf. H.C.M. 1100/ 68
8. determinarea eforturilor la comenzile autovehiculelor

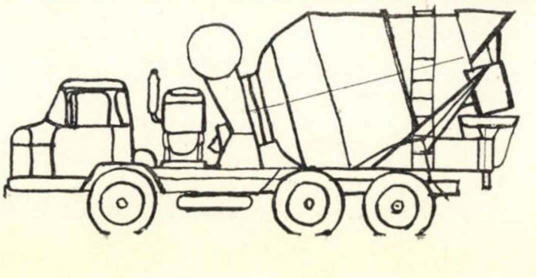
Oferă: consultaţii pentru realizarea şi echiparea autovehiculelor şi tractoarelor pentru

UTILIZARI SPECIALE:





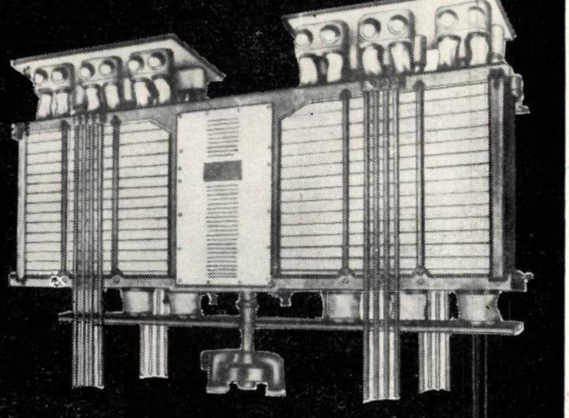




ÎNTREPRINDEREA DE UTILAJ DE MORĂRIT
TOPLEȚ — JUD. CARAȘ SEVERIN

MICMG
IUM

SITA PLANĂ 612-812

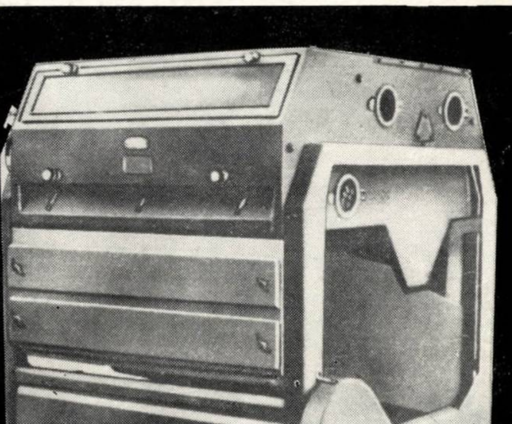


Sita plană servește la sortarea și cernerea produselor măcinate în morile de cereale.

Sita plană este constituită din următoarele părți componente : 6 pasaje la sita plană SP—612 și 8 pasaje la sita plană SP—812 compuse din cîte 12 rame site. Ramele din lemn sînt prevăzute cu țesături metalice și de mătase, table perforate și table cu ghidaje. Ramele colectoare sînt confecționate din lemn, cu despărțituri și dirijează produsele făinoase cernute pe calități, prin burdufuri, la casete. Casetele simple și duble montate sub mașină ghidează produsul finit spre orificiile de evacuare:

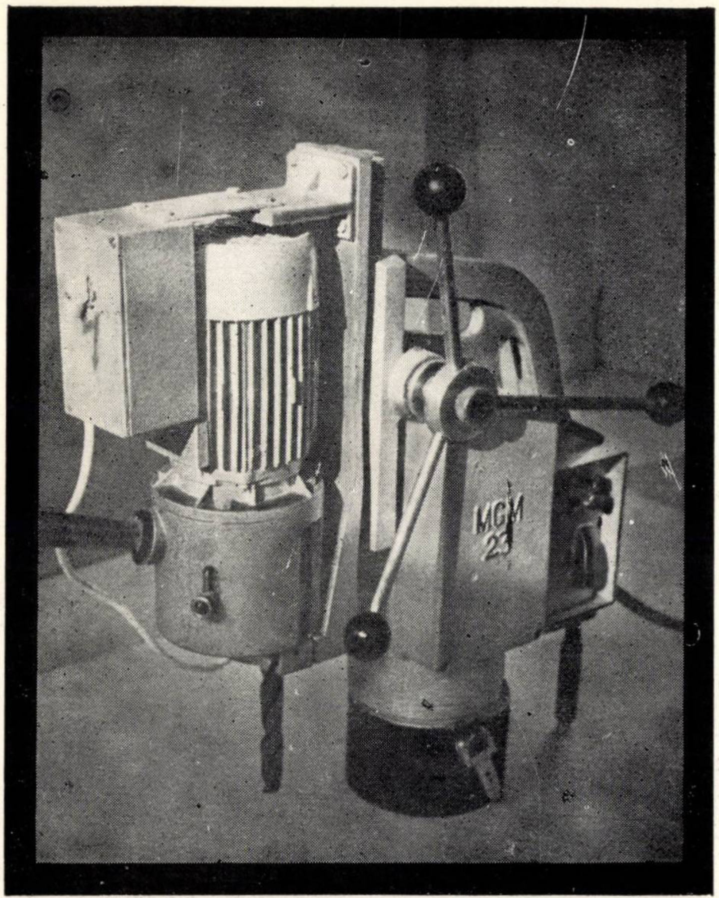
Tipul	Lungimea mm	Lățimea mm	Înălțimea mm	Nr. de compartimente	Excentricitate	Turații rot/min	Suprafața de cernere m²		Motor electric		Greutatea kg
							brută	netă	putere kw	turații rot/min	
SP—612	2940	1111	3220	6	45	220	25,2	19	1,5	1000	1900
SP—812	3650	1111	3220	8	45	220	33,6	25	1,5	1000	2320

SEPARATOR ASPIRATOR SA 612 SA 812 SA 1212



Separatorul aspirat este un utilaj destinat separării impurităților conținute în grîul care urmează să intre în ciclul tehnologic de curățare:

Tipul	lungimea mm	lățimea mm	înălțimea mm	Dimens. sitelor mm × mm	Capacitatea de producție		Debit aer aspirat m³/l	Greutatea kg
					moară kg/h	siloz kg/h		
SA— 621	1450	765	1575	1200× 600	1800	5000 : 9000	40—50	340
SA— 812	1450	965	1575	1200× 800	2400	6700 : 12000	60—65	440
SA—1212	1450	1365	1575	1200×1200	3600	10000 : 18000	80—95	570



Doriţi ca unitatea dv. să fie dotată cu maşini de mare productivitate, eficienţă economică superioară şi înaltă precizie?

INTREPRINDEREA MECANICĂ SUCEAVA

VĂ POATE OFERI:

● MAŞINA DE GĂURIT CU SUPORT MAGNETIC MGM—23

Maşina este destinată operaţiilor de găurire directă pînă la 6 mm, iar prin lărgiri succesive, pînă la ∅ 23 mm.

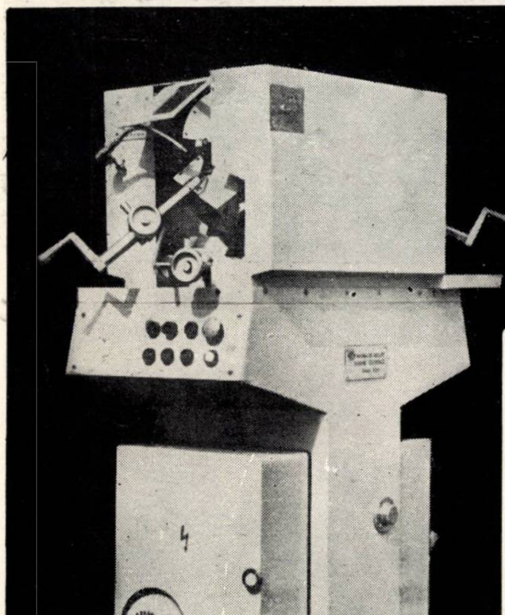
Maşina se fixează magnetic de piesele pe care le prelucrează, ceea ce permite executarea găurilor în locurile greu accesibile.

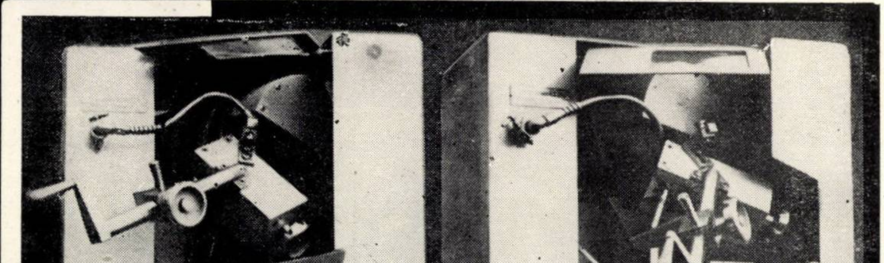
Maşina are patru trepte de turaţii cuprinse în intervalul 200—1090 rot/min.

● MAŞINA DE ASCUŢIT BURGHIE TIP MAB—65

Maşina este destinată ascuţirii burghielor elicoidale în gama ∅5—∅65 mm după procedeul cilindro-eliptic dublu (ELBI) şi procedeul cilindro-toroidal eliptic dublu (ELBITOR).

Durabilitatea burghielor ascuţite cu această maşină este de 4—12 ori mai mare decît a celor ascuţite prin procedeele clasice convenţionale.



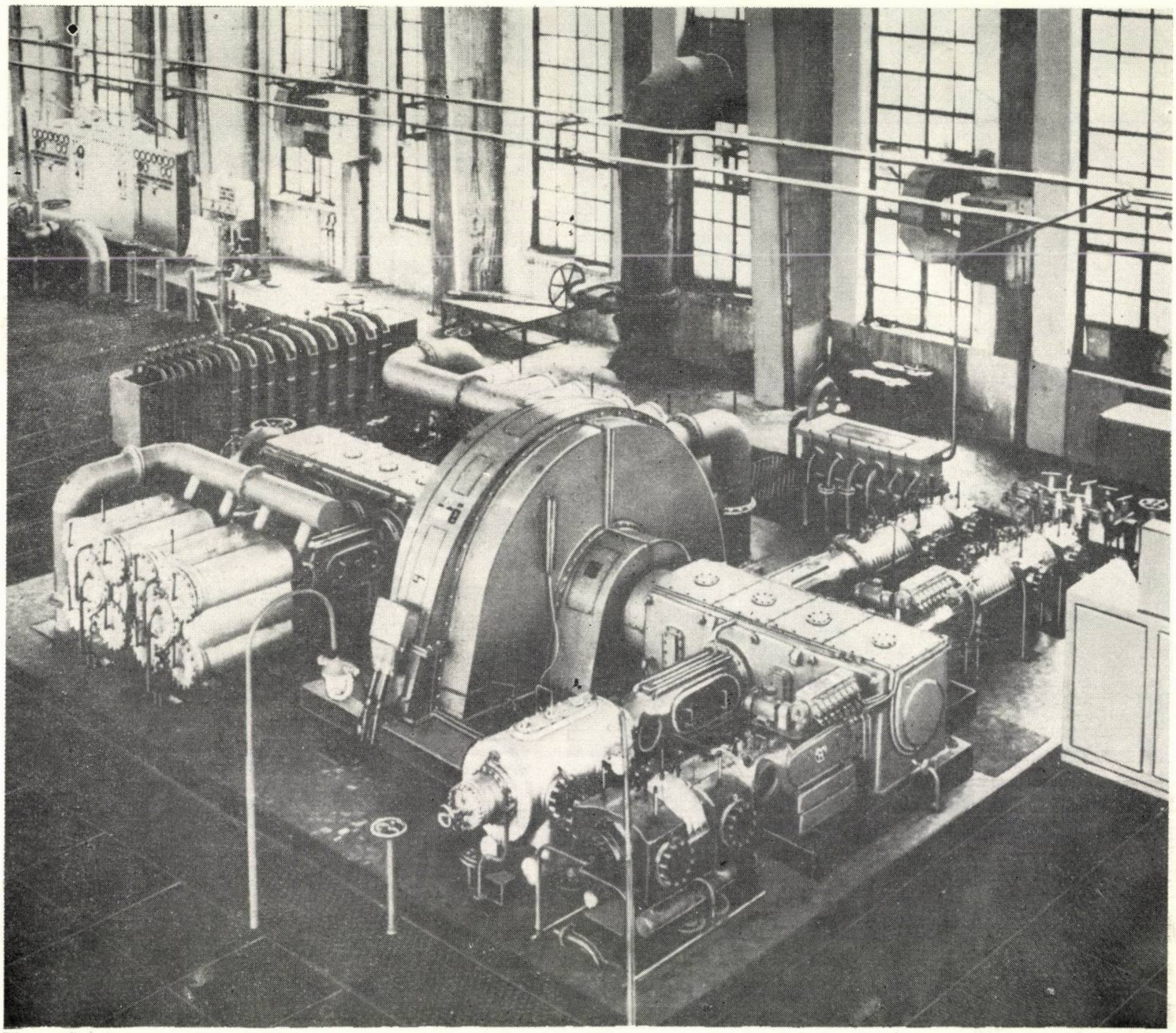


ÎNTREPRINDEREA MECANICĂ SUCEAVA MAI PRODUCE :

● ferăstraie alternative FA—300 ● maşini de găurit G.6 ● maşini de găurit G.13 ● maşini de tăiat oţel beton FTOB ● maşini de roluit tablă MRT—1,5 ● maşini de bordurat tablă MBT—1,5 ● polizoare duble PD—500 şi PD—300 ● diverse elemente tipizate pentru agregate (montanţi, socluri, batiuri, sănii cu avans hidraulic etc.).

PRODUSELE SE LIVREAZĂ PE BAZĂ DE COMANDĂ ŞI NIVELURI ACORDATE DE CENTRALA DE MAŞINI-UNELTE.

ÎNTREPRINDEREA MECANICA SUCEAVA
CALEA UNIRII NR. 26, TELEFON 13.13.5.



**VEB MASCHINENBAU
HALBERSTADT**

EIN BETRIEB IM KOMBINAT
FÜR DIESELMOTOREN
UND INDUSTRIEANLAGEN
SCHWERMASCHINENBAU »KARL LIEBKNECHT«
MAGDEBURG

EXPORTEUR:
TechnoCommerz GmbH
DDR – 108 BERLIN,
JOHANNES-DIECKMANN-STRASSE 4–6
DEUTSCHE DEMOKRATISCHE REPUBLIK

COMPRESOARE MH
CONSTRUITE
CONFORM
CERINȚELOR
ECONOMICE

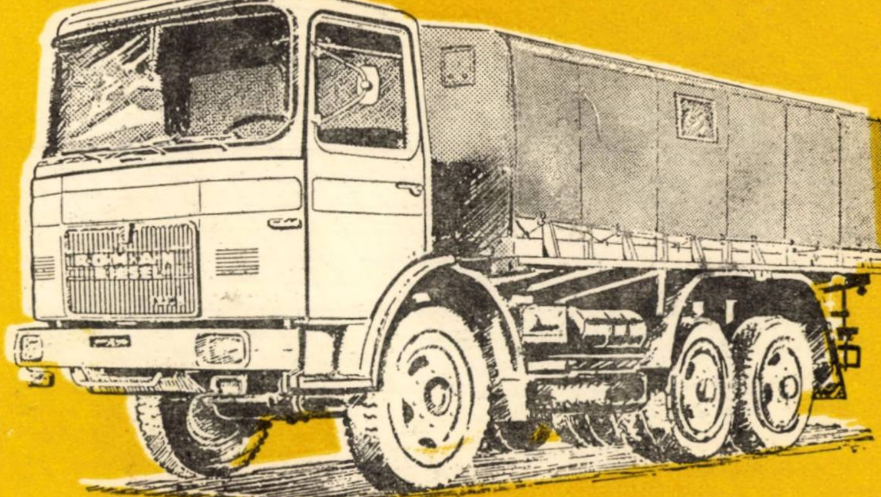
Aci se află montat un compresor 6 HB 9 K 400 din seria de fabricație standardizată HB-K-400, pentru comprimarea gazelor de sinteză într-o instalație pentru sinteza amoniacului.
Noi proiectăm și livrăm compresoare în sistem constructiv închis, în domeniul între 2000 și 100.000 m^3/h la presiuni pînă la 400 kgf/cm^2.

Vă rugăm să cereți informații speciale.

PUBLICOM

ÎNTREPRINDEREA DE AUTOCAMIOANE BRAȘOV

vă oferă

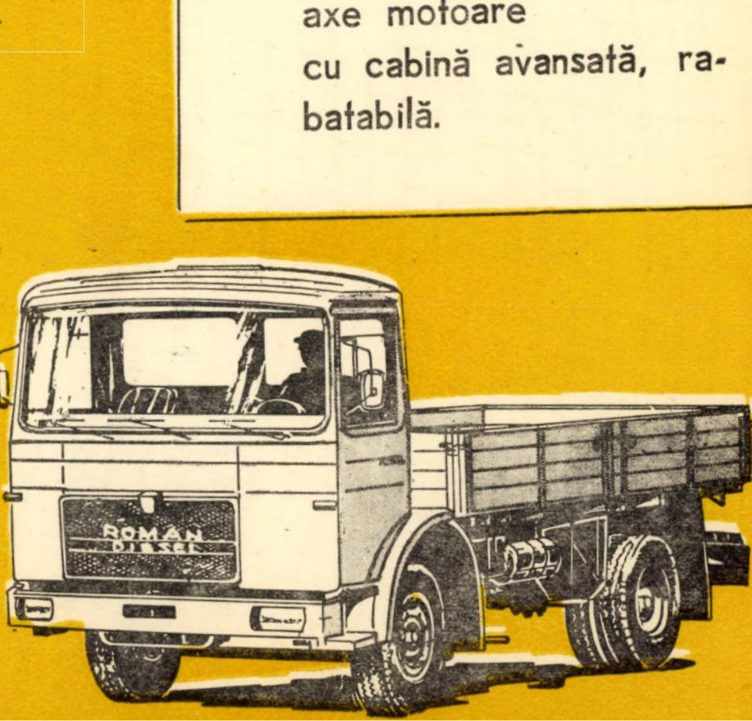


Echipate cu motoare

DIESEL

- Puternice
- Economice
- Robuste

cu una, două sau trei axe motoare
cu cabină avansată, rabatabilă.



AUTOVEHICULE

ROMAN
DIESEL

un produs de circulație mondială

1975 APR 0 8

---

pentru orice motor
pentru orice mașină
pentru orice uzină

Fabrica de
RULMENȚI BÎRLAD

VĂ STĂ LA DISPOZIȚIE CU O GAMĂ VARIATĂ DE RULMENȚI:

Rulmenți cu bile, cu simplu și dublu efect
Rulmenți cu role cilindrice
Rulmenți radiali — oscilanți cu role butoi pe două rînduri
Rulmenți de construcție specială ca:

- rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și marfă
- rulmenți pentru utilaj petrolier
- rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

E 3279

R

[illegible]

CONSTRUCȚIA
DE MAȘINI

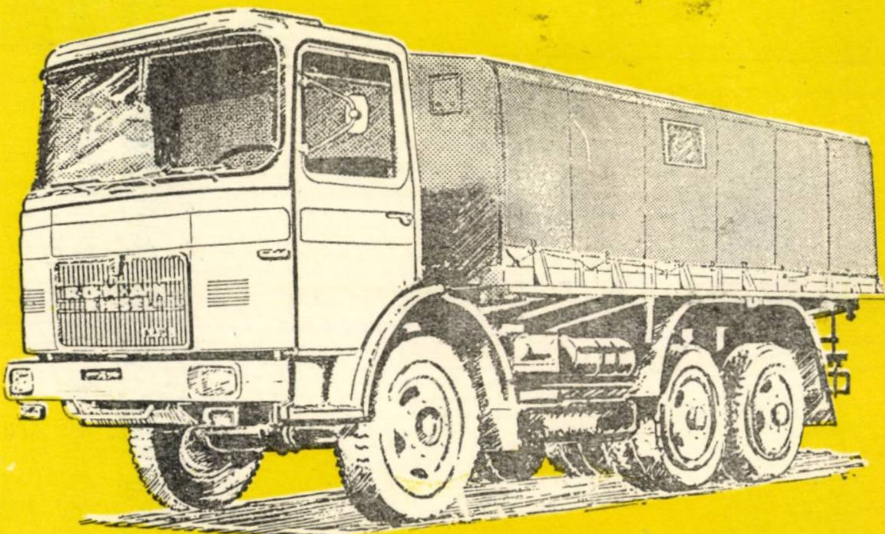
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

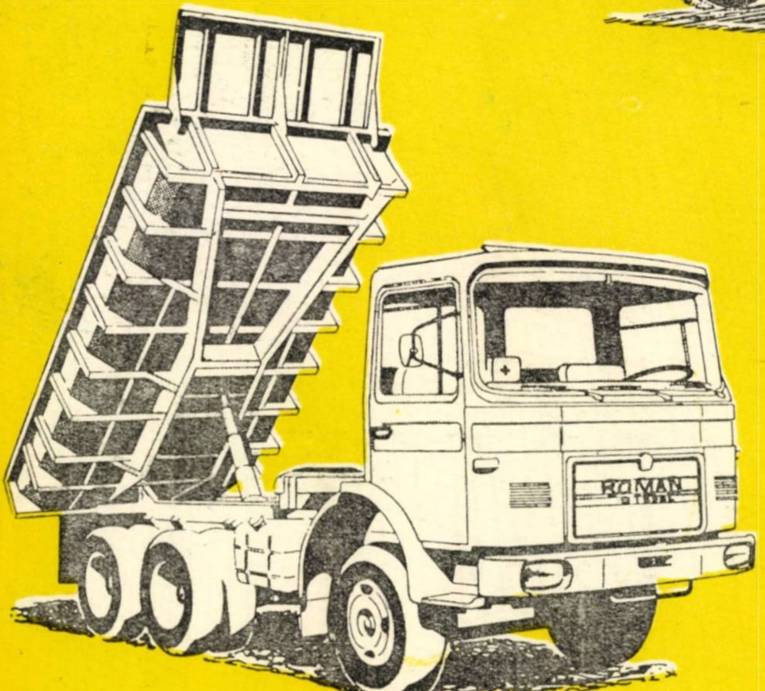
2–3

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ● BUCUREȘTI ● ANUL XXVII ● nr. 2–3 ● FEBR.—MARTIE 1975

ÎNTREPRINDEREA DE AUTOCAMIOANE BRAȘOV

vă oferă


ROMAN
DIESEL



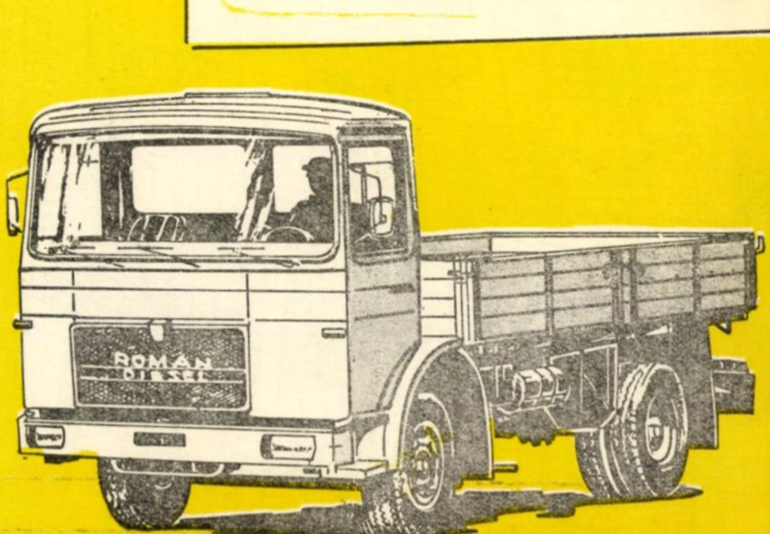
Echipate cu motoare

DIESEL

- Puternice
- Economice
- Robuste

cu una, două sau trei axe motoare

cu cabină avansată, rabatabilă


ROMAN
DIESEL

AUTOVEHICULE

ROMAN
DIESEL

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI GRELE
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI GRELE
ANUL XXVII, Nr. 2 — 3, FEBRUARIE — MARTIE 1975

25 ani

Sesiune jubiliară

la un sfert de veac de apariție a revistei

CUPRINS

MECANICA FINĂ ȘI OPTICĂ

Comunicări prezentate la sesiunea jubiliară, cu ocazia împlinirii a 25 de ani de apariție a revistei

DEMIAN, TR., SPINEANU, U. **Determinarea parametrilor dinamicii ai mecanismelor de măsurare comparatoare** 58
DIACONESCU, GH., **Influența erorilor de construcție și reglaj asupra preciziei de funcționare a unor mecanisme folosite la proiectarea aparatelor pentru măsurarea presiunilor mici** 62
DOINARU, L. **Perfecționări la pompele hidraulice cu roți dințate de înaltă presiune** 65
DODOC, P. **Cu privire la necesitatea recepției dinamice a sistemelor în mișcarea de rotație** 69
DUMITRESCU, N. DOBOȘ. F. **Probleme teoretice privind optimizarea mecanismului cu grifă al aparatului de proiecție cinematografică APT-16-4** 73
DUMITRESCU, N. DOBOȘ, F. **Metodă și dispozitiv pentru studiul funcționării mecanismului cu grifă al aparatului de proiecție cinematografică APT-16-4** 76
MICU, C. **Mijloace hidraulice de măsurare** 78
ILIESCU, L. **Metode și aparate optice pentru determinarea rugozității pieselor prelucrate. Stereomicroscop de comparare** 83
DEMIAN, TR., TUDOR, D., CURATU, E. O. **Asupra preciziei mecanismelor de amplificare cu sensibilitate în trepte, din aparatele de măsurat** 86
CUCU, FL. **Metodă de calcul pentru pelicule subțiri** 89
ALEXANDRESCU, N. BANU, V. **Elementele logice pneumatice și posibilitățile lor de utilizare în sistemele de automatizare** 91

UTILAJ PETROLIER

Comunicări prezentate la sesiunea jubiliară cu ocazia împlinirii a 25 de ani de apariție a revistei

CRISTEA, V. **Realizări în domeniul utilajului petrolier construit în R. S. România** 94
PELIGRAD, N. **Evoluția transmisiilor hidrodinamice în utilajul petrolier** 98
CONSTANTINESCU, D. **Despre activitatea de tipizare a Institutului de proiectări și cercetări pentru utilaj petrolier (I.P.C.U.P.) în domeniul sapelor cu role pentru foraj** 103
GRĂDIȘTEANU, I. **Pompe de foraj de construcție modernă** 109
RĂDULESCU, AL. GRĂDIȘTEANU, I. **O repartizare a soluțiilor în deplasări pentru ecuațiile elastodinamicii** 114

NOI APLICAȚI IN...

RUSU, O., BORZA, D: **... Controlul nedistructiv al pieselor prin holografie** 118
BADEA, V., COMAN, GH; **... Probleme actuale ale prelucrării mecanice cu benzi abrazive** 121
IVAN, V. N; **... Determinarea parametrilor regimurilor de așchiere utilizate la strunguri automate** 123
DONȚU, G. O: **... Posibilități de utilizare a energiei ultrasonore în mecanica fină** 131
INFORMARE DOCUMENTARĂ 133

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor rubrică: RODICA MOLDOVEANU

S U M A R

CZ 531.713
Demian, Tr.; Spineanu, U.: **Determinarea parametrilor dinamici ai mecanismelor de măsurare comparatoare**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2—3, p. 58

CZ 531.787
Diaconescu, Gh.: **Influenţa erorilor de construcţie şi reglaj asupra preciziei de funcţionare a unor mecanisme folosite la proiectarea aparatelor pentru măsurarea presiunilor mici**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2—3, p. 62

CZ 621.664
Doinaru, L.: **Perfecţionări la pompele hidraulice cu roţi dinţate de înaltă presiune**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2—3, p. 65

CZ 621—25
Dodoc, P.: **Cu privire la necesitatea recepţiei dinamice a sistemelor în mişcarea de rotaţie**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2—3, p. 69

CZ 778.55
Dumitrescu, N.; Doboş, F.: **Probleme teoretice privind optimizarea mecanismului cu grifă al aparatului de proiecţie cinematografică APT-16-4**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 2—3, p. 73

CZ 778.55
Dumitrescu, N.; Doboş, F.: **Metodă şi dispozitiv pentru studiul funcţionării mecanismului cu grifă al aparatului de proiecţie cinematografică APT-16-4**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 2—3, p. 76

CZ 531.7 :681.2—82
Micu, C.: **Mijloace hidraulice de măsurare**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 2—3, p. 78

CZ 620.191.35 :535.822.92
Iliescu, L.: **Metode şi aparate optice pentru determinarea rugozităţii pieselor prelucrate. Stereomicroscop de comparare**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 2—3, p. 83

Z C531.7 :681.2—585.176
Demian, Tr.; Tudor, D.; Curatu, E. O.: **Asupra mecanismelor de amplificare cu sensibilitate în trepte, din aparatele de măsurat**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 2—3, p. 86

CZ 62—416.001.29
Cucu, Fl.: **Metodă de calcul pentru pelicule subţiri**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 2—3, p. 89

CZ 621—52
Alexandrescu, N.; Banu, V.: **Elementele logice pneumatice şi posibilităţile lor de utilizare în sistemele de automatizare**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 2—3, p. 91

CZ 622.24.05 (498)
Cristea, V.: **Realizări în domeniul utilajului petrolier construit în R. S. România**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 2—3, p. 94

CZ 622.24.05—585.2
Peligrad, N.: **Evoluţia transmisiilor hidrodinamice în utilajul petrolier**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 2—3, p. 98

CZ 622.24.051.55 :658.516
Constantinescu, D.: **Despre activitatea de tipizare a Institutului de proiectări şi cercetări pentru utilaj petrolier (I.P.C.U.P.) în domeniul sapelor cu role pentru foraj**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 2—3, p. 103

CZ 622.243 :621.65 (09)
Grădişteanu, I.: **Pompe de foraj de construcţie modernă**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 2—3, p. 109

CZ 531.3
Rădulescu, Al.; Grădişteanu, I.: **O repartizare a soluţiilor în deplasări pentru ecuaţiile elastodinamicii**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 2—3, p. 114

CZ: 77.621.375.9 :535—2
Rusu, O., Borza, D: **Controlul nedistructiv al pieselor prin holografie**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 2—3, p. 118

CZ: 621.924.231.001.5
Badea, V,, Coman, Gh.: **Probleme actuale ale prelucrării mecanice cu benzi abrazive**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2—3, p. 121

CZ: 621.941.234.3 :621,91.01
Ivan, V. N. Tănase Eugenia.: **Determinarea parametrilor regimurilor de aşchiere utilizate pe strunguri automate**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2—3, p. 129

CZ: 681.2:534.321.9
Donţu, G. O.: **Posibilităţi de utilizare a energiei ultrasonice în mecanica fină**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2—3, p. 131

INFORMARE DOCUMENTARĂ p. 133

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele din Republica Socialistă România. Redacţia la: Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini grele, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30.; sau 50.40.90 şi 50.50.25/interior 253. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.16.70.26 BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, Sector 5, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8.
Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 1765.

Taxele poştale plătite în numerar pentru anul 1974, conform aprobării D. G. P. Tc nr. 137/6332/1974.

41.042

TABLE OF CONTENTS

DC 531.713
Demian, Tr., ; Spineanu, U. : **Determining dynamical parameters of the comparing measuring mechanisms**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 58

DC 531.787
Diaconescu, Gh. : **Influence of construction and regulation errors on running accuracy of certain mechanisms used in the design of measuring devices for small pressures**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 62

DC 621.664
Doinaru, L. : **Improvements on high pressure hydraulical gear pumps**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 65

DC 621.25
Dodoc, P. : **Concerning the need for dynamical receipt of systems in rotating movement**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 69

DC 778.55
Dumitrescu, N., Doboş, F. : **Theoretical problems concerning optimization of the claw mechanism of the motion picture projector APT 16-4**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 73

DC 778.55
Dumitrescu, N., Doboş, F. : **Method and device for studying the operation of the claw mechanism of the motion picture projector APT 16-4**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 76

DC 531.7 :681.2–82
Micu, C. : **Hydraulical measuring devices**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 78

DC 620.191.35 :535.822.92
Iliescu, L. : **Optical methods and devices for roughness testing of processed parts. Comparing stereomicroscope**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 83

DC 531.7 :681.2–585.176
Demian, Tr., Dumitru, T., Curatu, E. O. : **On amplifying mechanisms with step-by-step sensitivity, within measuring devices**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 86

DC 62–416.001.29
Cucu, Fl. : **Calculating methods for thin layers**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 89

DC 621–52
Alexandrescu, N., Banu, V. : **Compressed-air logical elements and their applications possibilities in automation systems**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 91

DC 622.24.05 (498)
Cristea, V. : **Achievements in oil equipment built in Romania**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 94

DC 622.24.05–585.2
Peligrad, N. : **Evolution of hydraulical transmissions in oil equipment**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 98

DC 622.24.051.55 :658.516
Constantinescu, D. : **On the typification activity of the Design and Research Institute for Oil Equipment (I.P.C.U.P.) concerning drilling rotary bits**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 103

DC 622.243 :621.65 (09)
Grădişteanu, I. : **Drilling pumps of up-to-date construction**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 109

DC 531.3
Rădulescu, Al., Grădişteanu, I. : **A repartition of shift solutions for ecuations of elastodynamics**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 114

NEW APPLICATIONS WITHIN . . . 118
DOCUMENTARY INFORMATION . . . 133

SOMMAIRE

CD 531.713
Demian, Tr., Spineanu, U. : **Détermination des paramètres dynamiques des mécanismes de mesures comparatives**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 58

CD 531.787
Diaconescu, Gh. : **Influence des erreurs de construction et de réglage sur la précision de fonctionnement de certains mécanismes employés à l'élaboration de projets d'appareils de mesure des pressions réduites**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 62

CD 621.664
Doinaru, L. : **Perfectionnement des pompes hydrauliques de haute pression aux roues dentées**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 65

CD 621.25
Dodoc, P. : **De la nécessité d'une réception dynamique des systèmes en mouvement de rotation**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 69

CD 778.55
Dumitrescu, N., Doboş, F. : **Problèmes théoriques concernant le perfectionnement du mécanisme à griffe de l'appareil de projection cinématographique APT 16-4**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 73

CD 778.55
Dumitrescu, N., Doboş, F. : **Méthode et dispositif pour l'étude du fonctionnement du mécanisme à griffe de l'appareil de projection cinématographique APT 16-4**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 76

CD 531.7 :681.2–82
Micu, C. : **Dispositifs hydrauliques de mesure**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 78

CD 620.191.35 :535.822.92
Iliescu, L. : **Méthode et appareils optiques pour la détermination de la rugosité des pièces usineés. Microscope stéréoscopique de comparaison**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 83

CD 531.7 :681.2–585.176
Demian, Tr., Tudor, D., Curatu, E. O. : **Des mécanismes d'amplification en divers degrés de sensibilité, des appareils de mesure**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 86

CD 416.001.29
Cucu, Fl. : **Méthode de calcul des pellicules minces**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 89

CD 621–52
Alexandrescu, N, Banu, V. : **Éléments logiques pneumatiques et leurs possibilités d'emploi dans les systèmes d'automatisation**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 91

CD 622.24.05 (498)
Cristea, V. : **Réalisations roumaines dans le domaine des équipements pétroliers**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 94

CD 622.24.05–585.2
Peligrad, N.: **Évolution des dispositifs de transmissions hydrodynamiques des équipements pétroliers**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 98

CD 622.24.051.55 :658.516
Constantinescu, D. : **De l'activité de standardisation de l'Institut de projets et recherches sur l'équipement pétrolier (I.P.C.U.P.), dans le domaine des trépans à rouleaux pour le forage**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 103

CD 622.243 :621.65 (09)
Grădişteanu, I. : **Pompes de forage de construction moderne**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 109

CD 531.3
Rădulescu, Al., Grădişteanu, I. : **Répartition des sollutions en mouvement pour les équations de l'élastodynamique**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 114

NOUVELLES APPLICATIONS DANS LE DOMAINE . . . 118
INFORMATIONS DOCUMENTAIRES . . . 133

INHALTSVERZEICHNIS

DK 531.713
Demian, Tr., Spineanu, U. : **Bestimmung der dynamischen Parameter der Vergleichsmesswerke**
Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 58

DK 531.787
Diaconescu, Gh. : **Einfluss der Bau- und Regelungsfehler auf die Betriebesgenauigkeit einiger in der Entwurf von Kleindruckmessgeräten verwendeten Mechanismen**
Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 62

DK 621.664
Doinaru, L. : **Vervollkommungen bei den Hochdruck Zahnraddruckpumpen**
Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 65

DK 621.25
Dodoc, P. : **Betreffs der dynamischen Empfangsnotwendigkeit der Systemen in Rotationsbewegung**
Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 69

DK 778.55
Dumitrescu, N., Doboș, F. : **Theoretische Fragen betreffs der Optimierung des Greiferwerkes desKinovorführungsapparates APT** 16-4
Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 73

DK 778.55
Dumitrescu, N., Doboș, F. : **Methode und Vorrichtung für das Betriebsstudium des greiferwercks des Kinovorführungsapparates APT** 16-4
Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 76

DK 531.7 :681.2–82
Micu, C. : **Hydraulische Messmittel**
Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 78

DK 620.191.35 :535.822.92
Iliescu, L. : **Optische Methoden und Geräte für Rauhigkeitsbestimmung der verarbeiteten Werkstücke. Vergleichsstereomikroskop**
Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 83

DK 531.7 :618.2–585.176
Demian, Tr., Dumitru, T., Curatu, E. O. : **Über den Verstärkungswerken mit abgestufter Empfindlichkeit in Messgeräten**
Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 86

DK 416.001.29
Cucu, Fl. : **Dünnschlichts-Berechnungsverfahren**
Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 89

DK 621–52
Alexandrescu, N., Banu, V. : **Die logische Druckluftelemente und ihre Anwendungsmöglichkeiten in Automatisierungssystemen**
Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 91

DK 622.24.05 (498)
Cristea, V. : **Errungerungen im Bereich der in Rumänien gebauten Erdölausrüstung**
Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 94

DK 622.24.05–585.2
Peligrad, N. : **Evolution der hydrodynamischen Antriebe in Erdölausrüstungen**
Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 98

DK 622.24.051.55 :658.516
Constantinescu, D. : **Über der Typungstätigkeit des Entwurfs- und Forschungsinstitutes für Erdölausrüstungen (I.P.C.U.P.) im Bereich der Rollenmeissel für Bohrungen**
Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 103

DK 622.243 :621.65 (09)
Grădișteanu, I. : **Bohrlochpumpen neuzeitlicher Bau**
Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 2–3, p. 109

DK 531.3
Rădulescu, Al., Grădișteanu, I. : **EineRepartition der Rückungslösungen für die Gleichungen der Elastodynamik**
Construcția de mașini, 27 (1975) nr 2–3, p. 114

NEUE EINSATZE IN DEM GEBIET . . . 118
DOKUMENTATIONS-MITTEILUNGEN . . . 113

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 531.713
Демьян, Тр.; Спиняну, У.: **Определение динамических параметров механизмов сравнительных узмерений**
Construcția de mașini 27 (1975), No 2–3, стр. 58

ДК 531.787
Дьяконеску, Г.: **Влияние конструкционных и регулировочных ошибок на точность работы некоторых механизмов, применяемых при проектировании приборов для измерения**
Construcția de mașini 27 (1975), No 2–3, стр. 62

ДК 621.664
Дойнару, Л.: **Усовершенствования гидравлических зубчатых насосов высокого давления**
Construcția de mașini 27 (1975), No 2–3, стр. 65

ДК 621–25
Додок, П.: **О необходимости динамической приемки вращающихся систем**
Construcția de mașini 27 (1975), No 2–3, стр. 69

DK 778.55
Думитреску, Н.:; Добсш,Ф.: **Теоретические проблемы оптимизации механизма с лапкой в аппарате для кинематографической проекции**
Construcția de mașini 27 (1975), No 2–3, стр. 73

ДК 778.55
Думитреску, Н.; Добсш,Ф.: **Метод и приспособление для исследования работы механизма с лапкой в аппа рате для кинематографической проекции АПТ 16—4**
Construcția de mașini 27 (1975), No 2–3, стр. 76

ДК 531.7 :681.2–82
Мику, К.: **Гидравлические средства измерения**
Construcția de mașini 27 (1975), No 2–3, стр. 78

ДК 620.191.35 :535.822.92
Ильеску, Л.: **Методы и оптические прикоборы для определения шероховатости обработанных деталей. Сравнительный стереомикроскоп**
Construcția de mașini 27 (1975), No 2–3, стр. 83

ДК 531.7 :681.2–583.176
Демьян, Тр.; Думитру, Т. Курату, Е.О.: **Усилительные механизмы со ступенчатой чувствительностью, в измерительных приборах**
Construcția de mașini 27 (1975), No 2–3, стр. 86

ДК 62–416.001.29
Куку, Фл.: **Метод расчета тонких планок**
Construcția de mașini 27 (1975), No 2–3, стр. 89

ДК 621–52
Александреску, Н.; Бану, В.: **Логические пневматические элементы и возможности их применения в автоматических системах**
Construcția de mașini 27 (1975), No 2–3, стр. 91

ДК 622.24.05 (498)
Кристя, В.: **Достижения в области нефтеоборудовния румынского производства**
Construcția de mașini 27 (1975), No 2–3, стр. 94

ДК 622.24.05–585.2
Пелиград, Н.: **Эволюция гидродинамических передач в нефтеоборудований**
Construcția de mașini 27 (1975), No 2–3, стр. 98

ДК 622.24.051.55 :658.516
Константинеску, Д.: **О деятельности по типизации Проектного и исследовательского института для нефтеоборудования в области шарошечных буровых долот**
Construcția de mașini 27 (1975), No 2–3, стр. 103

ДК 622.243 :621.65 (09)
Грэдиштяну, И.: **Насосы для бурения скважин современной конструкции**
Construcția de mașini 27 (1975), No 2–3, стр. 109

ДК 531.3
Рэдулеску, Ал.;Грэдиштяну,И.: **Распределение пердвигающихся раст воров для упруго динамических уровней**
Construcția de mașini 27 (1975), No 2–3, стр. 114

НОББЫЕ ОТОБРАЖЕНИЯ В ОБЛААСТУИ . . . 118
ДОКУМЕНТАЛЬНЫЕ ИНФОРМАЦИИ . . . 133

MECANICA FINĂ LA ANIVERSAREA REVISTEI

În raportul Comitetului Central la Congresul al XI-lea al P.C.R. prezentat de Secretarul General al partidului, tovarăşul N. Ceauşescu, se menţionează : ,,o direcţie fundamentală a politicii partidului va fi şi în cincinalul următor dezvoltarea susţinută a industriei socialiste, baza progresului întregii economii naţionale. În acest context se va acorda o deosebită atenţie industriei constructoare de maşini, iar în cadrul acesteia, aşa cum se prevede în Directivele C.C. al P.C.R la Congresul al XI-lea, vor avea loc importante schimbări de ordin calitativ, Vor cunoaşte ritmuri mari de creştere domeniile cheie, de vîrf, din industria constructoare de maşini din care face parte şi mecanica fină *care, la sfîrşitul cincinalului 1975—1980, urmează să se dezvolte de 2,5—3 ori.*

Pentru a stabili însemnătatea şi valoarea tehnicii construcţiei aparatelor de mecanică fină, astăzi, şi în ţara noastră, aproape că nu este necesară prezentarea unor date statistice comparative sau alte elemente cu valoare de argumentare. Progresele şi randamentul acestei subramuri industriale de mare fineţe şi cu largi investiţii de creaţie umană sînt de multe ori premisele strict necesare pentru dezvoltarea viitoare a altor domenii industriale şi chiar a unor noi ramuri de ştiinţă. De dezvoltarea mecanicii fine depinde — după cum se ştie — construcţia sistemelor tehnice pentru transmiterea şi transformarea semnalelor, a informaţiilor, depinde în cea mai mare parte construcţia aparaturii pentru comanda, controlul, măsurarea şi reglajul proceselor tehnologice din instalaţiile care servesc la producerea şi transportul de energie şi de masă. Prin urmare, domeniul în sine al mecanicii fine, foarte larg şi diversificat, capătă o importanţă crescîndă prin categoriile de produse care îi aparţin în mod exclusiv, precum şi prin cerinţele de mecanizare şi automatizare a numeroase categorii de maşini şi instalaţii.

Era şi mai este încă nevoie ca acest domeniu relativ nou pentru ţara noastră să beneficieze de o largă înţelegere în vederea realizării unei circulaţii mai rapide a informaţiilor şi cunoştinţelor de specialitate, pentru a putea atinge mai uşor extensiunea pe care el o are în ţările dezvoltate din punct de vedere industrial, lucru deplin înţeles de revista ,,Construcţia de maşini'', care şi-a oferit cu generozitate paginile sale prezentării unor rezultate obţinute în cercetare, a unor realizări practice din domeniul mecanicii fine, ca dealtfel şi altor domenii moderne, orientîndu-şi astfel conţinutul şi structura sa spre a fi în pas cu evoluţia pe care a cunoscut-o ramura construcţiei de maşini, una din ramurile cu cele mai înalte ritmuri de creştere în anii socialismului.

Acest număr al revistei cuprinde o parte din comunicările care s-au prezentat la Sesiunea ştiinţifică jubiliară consacrată aniversării a 25 ani de la apariţia primului său număr. *În majoritate, comunicările reprezintă noi contribuţii ale cadrelor didactice din învăţămîntul superior, inginerilor din producţie, cercetătorilor din domeniul mecanicii fine, arătînd totodată varietatea domeniului şi încă nu în toată complexitatea lui. Sînt prezentate noutăţi privind comportarea dinamică şi ridicarea preciziei unor aparate de măsurat mecanice, perfecţionarea unor elemente de construcţie din domeniul aparatelor de măsurat presiuni, aparatelor cu amplificare hidraulică pentru control activ, aparatelor optice, noi soluţii sau perfecţionări în domeniul aparatelor de cinematografie şi optice stereoscopice, elementelor logice fluidice, recepţiei dinamice a sistemelor în mişcare de rotaţie ş.a. Valoarea comunicărilor şi a articolelor de mecanică fină din acest număr este atestată şi de faptul că cea mai mare parte a rezultatelor se aplică în industrie şi sînt cu aplicabilitate practică imediată sau de perspectivă. Aniversarea celor 25 de ani de existenţă a revistei ,,Construcţia de maşini'' ne găseşte pe cei care lucrăm în domeniul mecanicii fine — în învăţămînt, producţie şi cercetare — deplin pătrunşi de necesitatea ridicării domeniului în care activăm, la înălţimea sarcinilor pe care la are. Dezvoltarea subramurii de mecanică fină este o consecinţă firească a necesităţii de a valorifica cît mai înalt materia primă, de a investi o cantitate sporită de inteligenţă umană în fiecare produs, iar acestea sînt şi ele la rîndul lor atributele esenţiale ale unei industrii cu grad înalt de tehnicitate.*

De aceea este nevoie de un efort concentrat al producţiei, cercetării şi învăţămîntului pentru a perfecţiona industria de mecanică fină din ţara noastră, puternic influenţată astăzi şi în anii imediat următori de desfăşurarea largă a automatizării şi tehnicii de calcul. Desigur că pentru deceniile următoare se va cere industriei de mecanică fină să soluţioneze noi probleme, deosebite, legate de aplicaţiile industriale ale unor descoperiri de seamă ale epocii noastre, cum sînt laserul holografia, plasma, microundele. Misiunea noastră a tuturor celor ce lucrăm în acest domeniu — grea dar frumoasă — este de a lua toate măsurile pentru a promova tehnica aparatelor de mecanică fină în concordanţă cu deosebita ei însemnătate pentru economia naţională şi în general pentru tehnica zilelor de mîine.

Prof. dr. ing. Traian **DEMIAN**
Şeful catedrei de mecanică fină – Institutul politehnic din Bucureşti

MECANICA FINĂ ŞI OPTICA

Comunicări prezentate la sesiunea jubiliară cu ocazia împlinirii a 25 de ani de apariţie a revistei

CZ 531.713

Determinarea parametrilor dinamici ai mecanismelor de măsurare comparatoare

Prof. Dr. Ing. Traian **DEMIAN**
Institutul politehnic Bucureşti
ing. Ulm **SPINEANU**
I.C.P.U.F.S. – Bucureşti

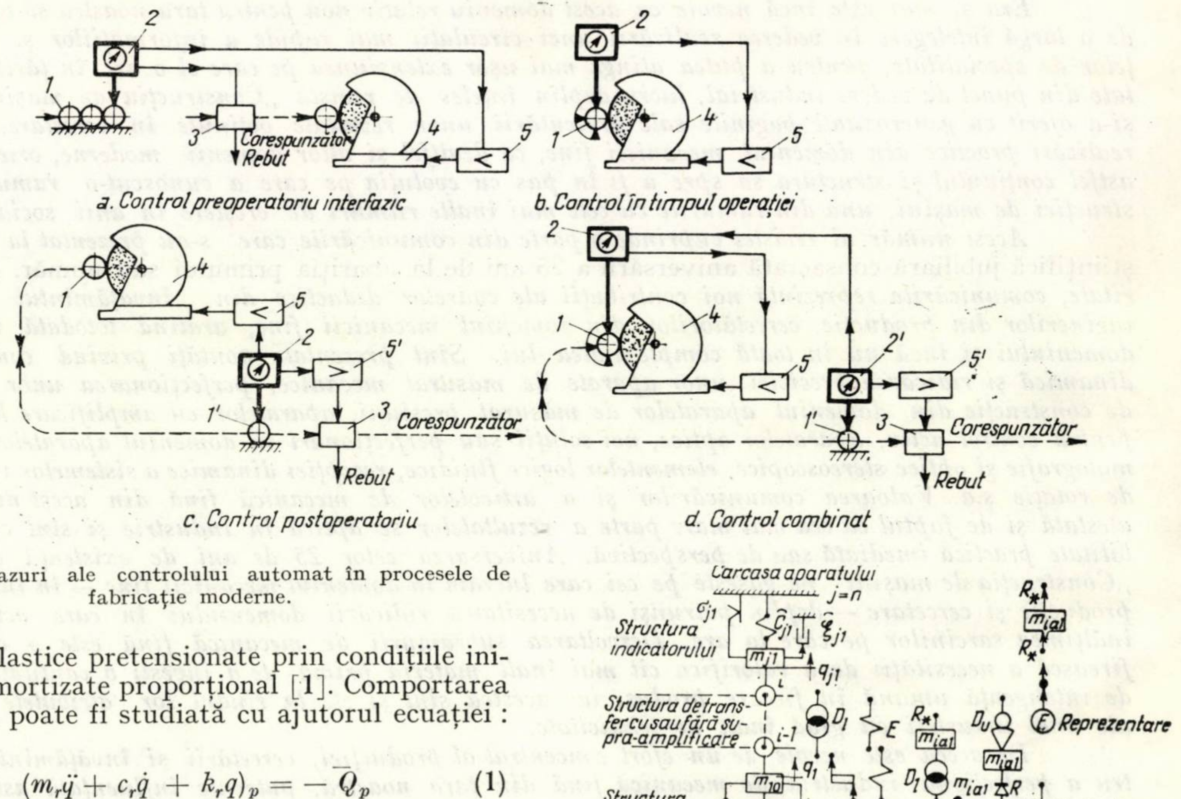
În procesele de fabricaţie moderne, controlul automat cu mecanisme de măsurare comparatoare se poate efectua utilizînd una din schemele din figura 1.

Întrucît regimul de măsurare nu este staţionar, în cele ce urmează se prezintă o metodă pentru determinarea parametrilor dinamici ai mecanismelor comparatoare. Din modelul dinamic al acestor mecanisme (fig. 2) se vede că ele sînt sisteme elastice pretensionate prin condiţiile iniţiale şi amortizate proporţional [1]. Comportarea dinamică poate fi studiată cu ajutorul ecuaţiei :

$$(m_r\ddot{q} + c_r\dot{q} + k_r q)_p = -\overline{Q}_p \qquad (1)$$

unde : m_r este masa (redusă) deplasată la măsurare ;
c_r — coeficientul de amortizare echivalent ;
k_r — constanta elastică echivalentă ;
$\overline{Q}$ — forţa de pretensionare în condiţii statice de măsurare ;
$p = 1 + 2$-indicele total care atrage atenţia asupra deplasării întregului mecanism ($p \equiv 2$, numai pentru mişcarea structurii constructive a elementului indicator sau de comandă).

Luînd condiţiile iniţiale : $t = 0 : q^* = q_0^*$ şi $\dot{q}^* = v_0$, pentru un semnal de măsurare determinat prin căderea liberă a tijei de măsurare pe suprafaţa piesei aflate în repaos (semnal tip $\overline{\alpha}$), respectiv prin ridicarea acesteia prin şoc de contact de piesa care intră în poziţia de măsu-


1
2
3
4
5
5'
1'
2'
3'
Corespunzător
Rebut

a. Control preoperatoriu interfazic
b. Control în timpul operaţiei
c. Control postoperatoriu
d. Control combinat

Fig. 1 : Cazuri ale controlului automat în procesele de fabricaţie moderne.

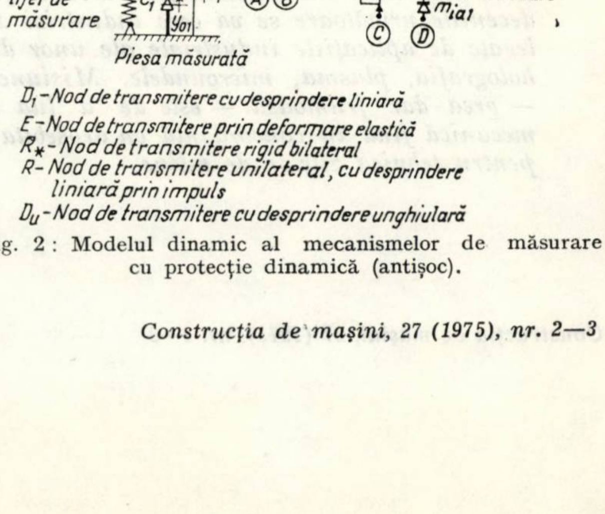

Carcasa aparatului
j=n
σ_{j1}
$\overline{C}_{j1}$
$\overline{\varphi}$
ξ_{j1}
Structura indicatorului
m_{j1}
q_{j1}
i
Structura de transfer cu sau fără supra-amplificare
i-1
q_1
m_{10}
Structura tijei de măsurare
$\overline{C}_1$
σ_1
y_{01}
Piesa măsurată
D_1
E
R_*
m_{ia1}
D_U
R
Ⓐ
Ⓑ
Ⓒ
Ⓓ
Ⓔ
Reprezentare
Simbolizare
D_1 - Nod de transmitere cu desprindere liniară
E - Nod de transmitere prin deformare elastică
R_* - Nod de transmitere rigid bilateral
R - Nod de transmitere unilateral, cu desprindere liniară prin impuls
D_U - Nod de transmitere cu desprindere unghiulară

Fig. 2 : Modelul dinamic al mecanismelor de măsurare cu protecţie dinamică (antişoc).

rare cu o anumită viteză (semnal tip $\overline{\beta}$) — [1] și [2], soluția ecuației (1) este:

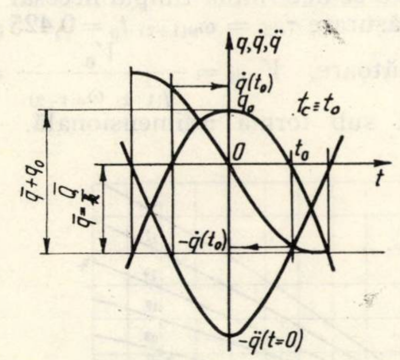
$$\xi < 1 : q^* = \exp\cdot(-\xi\omega_n t)\left[q_0^*\left(\cos\omega_d t + \frac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}\sin\omega_d t\right) + \frac{v_0}{\omega_n}\cdot\frac{1}{\sqrt{1-\xi^2}}\sin\omega_d t\right]. \tag{2}$$

În această relație, $\xi = \frac{c_r}{2\sqrt{(km)}}$ este „fracțiunea din amortizarea critică" și $\omega_d = \omega_n\sqrt{1-\xi^2}$, pulsația proprie cu amortizare $\left(\text{avînd } \omega_n = \sqrt{\frac{k_r}{m_r}}\right)$. Ținînd seama de pretensionarea dată prin condițiile inițiale $\bar{q} = \frac{\bar{Q}}{k_r}$, pentru amplitudinea de poziție (q_0) corespunzătoare lui $t = 0$, mărimile caracteristice sub forma raportată sînt:

$\psi_0 = \frac{q_0}{q}$ — amplitudinea adimensională inițială a mecanismului;

$v_a = \frac{v_0}{\bar{q}\,\omega_n}$ — viteza adimensională la contactul pe suprafața piesei, respectiv viteza adimensională inițială a structurii elementului indicator sau de comandă.

Pentru un semnal de măsurare de tip $\bar{\alpha}$ (fig. 3) înlocuind $q^* = q + \bar{q}$ și $q_0^* = q_0 + \bar{q}$ în relația (2), se determină amplitudinea sub formă adimensională:



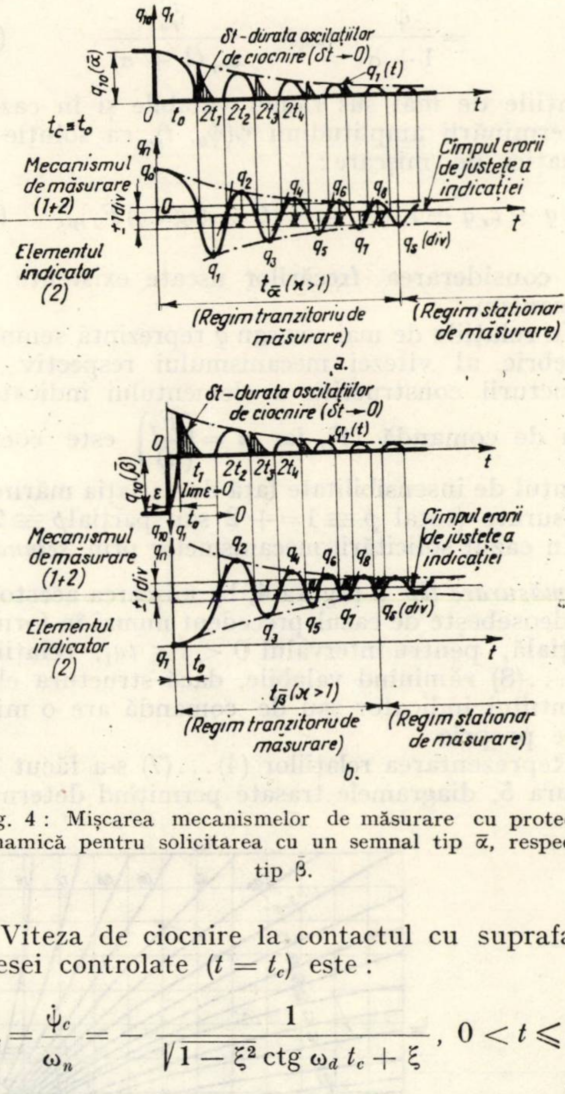
q, q̇, q̈
q̇(t₀)
q₀
t_c = t₀
0
t₀
t
q̄+q₀
Q̄
-q̇(t₀)
-q̈(t=0)

Fig. 3: Mișcarea mecanismelor de măsurare cu protecție dinamică în intervalul $0 < t \leqslant t_c$ ($\sigma \simeq 0$), pentru un semnal tip $\bar{\alpha}$.

$$\psi(\psi_0, t) = \exp\cdot(-\xi\,\omega_n t)\left[(1+\psi_0)\left(\cos\omega_d t + \frac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}\sin\omega_d t)\right) + \frac{v_a}{\sqrt{1-\xi^2}}\sin\omega_d t]\right] - 1. \tag{3}$$

Intervalul de timp (t_0) corespunzător stabilirii contactului de măsurare (fig. 4. a), nu poate fi reprezentat explicit, ci prin relația amplitudinii inițiale ψ_0 (pentru care la $t = 0$, $\psi = 0$ și $v_a = 0$):

$$\psi_0 = -1 + \frac{1}{\exp(-\xi\,\omega_n t_c)\left(\cos\omega_d t_c + \frac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}\sin\omega_d t_c\right)}. \tag{4}$$



q₁₀ q₁
δt - durata oscilațiilor de ciocnire (δt → 0)
q₁(t)
q₁₀(ᾱ)
0
t₀
2t₁
2t₂
2t₃
2t₄
t
t_c = t₀
Mecanismul de măsurare (1+2)
q_n
q₀
Cîmpul erorii de justețe a indicației
±1 div
q₁
q₂
q₃
q₄
q₅
q₆
q₇
q₈
q_s (div)
Elementul indicator (2)
t_ᾱ (κ > 1)
(Regim tranzitoriu de măsurare)
(Regim staționar de măsurare)
a.
δt - durata oscilațiilor de ciocnire (δt → 0)
q₁(t)
0
q₁₀(β̄)
ε
lim ε → 0
t₁
t₀ → 0
q₁₀ q₁
q_n
Mecanismul de măsurare (1+2)
Cîmpul erorii de justețe a indicației
±1 div
Elementul indicator (2)
q_s (div)
t₀
t_β̄ (κ > 1)
(Regim tranzitoriu de măsurare)
(Regim staționar de măsurare)
b.

Fig. 4: Mișcarea mecanismelor de măsurare cu protecție dinamică pentru solicitarea cu un semnal tip $\bar{\alpha}$, respectiv tip $\bar{\beta}$.

Viteza de ciocnire la contactul cu suprafața piesei controlate ($t = t_c$) este:

$$v_{ac} = \frac{\dot{\psi}_c}{\omega_n} = -\frac{1}{\sqrt{1-\xi^2}\,\mathrm{ctg}\,\omega_d t_c + \xi}, \quad 0 < t \leqslant t_c, \tag{5}$$

și este transmisă structurii indicatorului sau elementului de comandă ca viteză inițială.

Amplitudinea maximă corespunzătoare vitezei inițiale $v_{ac} = \frac{v_0}{\bar{q}\,\omega_n}$ (de după ciocnire) se determină din relația:

$$\psi_u = -1 + \frac{\exp\cdot(-\xi\,\omega_n t_u)}{\cos\omega_d t_u - \frac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}\sin\omega_d t_u}. \tag{6}$$

Intervalul de timp (t_u) corespunzător acestei amplitudini se determină din relația vitezei:

$$v_{au} = \frac{\dot{\psi}_u}{\omega_n} = \frac{1}{\sqrt{1-\xi^2}\,\mathrm{ctg}\,\omega_d t_u - \xi}, \tag{7}$$

pentru $\dot{\psi}_u = 0$.

Cu transformările;

$$\psi_{a(\sigma)} = \frac{\psi_0}{1-\sigma},\ v_{ac(\sigma)} = \frac{\dot{\psi}_c}{\omega_u(1-\sigma)},\ \psi_{u(\sigma)} =$$

$$= \frac{\psi}{1+\sigma},\ v_{au(\sigma)} = \frac{\dot{\psi}_u}{\omega_n(1+\sigma)} \tag{8}$$

relațiile de mai sus rămîn valabile și în cazul determinării amplitudinii $\psi(\psi_0, t)$, ca soluție a ecuației de mișcare:

$$(m_r\ddot{q} + c_r\dot{q} + l_r q)_p = -[\bar{Q} + (\mathrm{sgn}\,\dot{q})F_f]_p, \tag{9}$$

cu considerarea frecărilor uscate existente în mecanism.

În relațiile de mai sus sgn q reprezintă semnul algebric al vitezei mecanismului respectiv al structurii constructive a elementului indicator sau de comandă [1], iar $\sigma = \left(\frac{F_f}{\bar{Q}}\right)_p$ este coeficientul de insensibilitate față de variația mărimii măsurate (total $p \equiv 1 = + 2$ sau parțial $p \equiv 2$).

În cazul solicitării mecanismelor prin *semnale de măsurare tip* $\bar{\beta}$ (figura 4, b) mișcarea acestora se deosebește de cazul precedent numai în forma inițială, pentru intervalul $0 < t \leqslant tu_1$, relațiile (4)...(8) rămînînd valabile, dacă structura elementului indicator sau de comandă are o mișcare proprie.

Reprezentarea relațiilor (4)...(7) s-a făcut în figura 5, diagramele trasate permițînd determinarea comodă a modului de mișcare și a duratei tranzitorii de măsurare pentru soluția constructivă aleasă $(\omega_n;\ \bar{q};\ m;\ \sigma;\ \xi)_p$.

Valoarea informațională a acestor mecanisme de măsurare definită prin intervalul de timp dintre impulsurile care formează registrul de informație la elementul indicator sau de comandă [3], cu respectarea condiției de justețe a indicației sau comenzii, se determină prin așa-numita „capacitate informațională”.

$$C_n = \frac{1}{t_{\bar{\alpha},\bar{\beta}}} \log \frac{(1 + 2q_{0\bar{\alpha},\bar{\beta}})}{q_m}\ \mathrm{bit}_s^{-1}, \tag{10}$$

care devine o cifră dinamică caracteristică productivității procesului de măsurare. În această relație, $(q_{0\bar{\alpha},\bar{\beta}})$ este amplitudinea maximă posibilă a semnalului ce corespunde modului de măsurare; (q_m) — amplitudinea semnalului de măsurare corespunzător pierderii maxime de informație la o eroare de justețe a indicației limită.

Pentru exemplificare se vor considera cunoscuți următorii parametri constructivi:*)

$$\omega_{n(1+2)} = 15_s^{-1},\ \omega_{n(2)} = 14{,}6_s^{-1},\ \bar{q}_{(1+2)} =$$

$$= 0{,}109\ \mathrm{mm},\ \bar{q}_{(2)} = 0{,}095\ \mathrm{mm},\ k_m =$$

$$= \frac{m_{(2)}}{m_{(1+2)}} = 1$$

și

$$\xi_{ech.} = \frac{2\sigma}{\pi} = 0{,}25.$$

Amplitudinea inițială dată prin poziția mecanismului față de suprafață piesei măsurate (semnal de tip $\bar{\alpha}$) este de $q_{0\bar{\alpha}} = 10\ \mu$m. Pentru $\psi_0 = \frac{q_{0\bar{\alpha}}}{q_{(1+2)}} = 0{,}092$ și $\xi_{ech.} = 0{,}25$, din diagramele din figura 5 se determină timpul necesar contactului de măsurare $\tau_{c(2)} = \omega_{n(1+2)}\ t_0 = 0{,}425$ și viteza corespunzătoare, $V_{c(0)} = \frac{V_0}{\bar{q}_{(1+2)}\ \omega_{n(1+2)}} = 0{,}420$ exprimată sub formă adimensională.

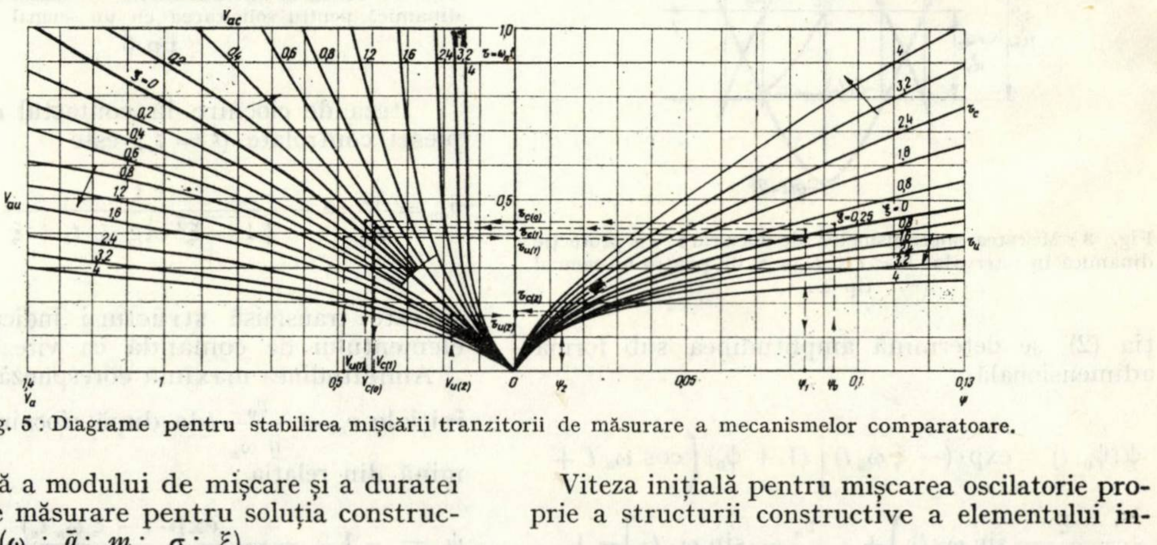


Fig. 5: Diagrame pentru stabilirea mișcării tranzitorii de măsurare a mecanismelor comparatoare.

Viteza inițială pentru mișcarea oscilatorie proprie a structurii constructive a elementului indicator sau de comandă este $v_0 = 0{,}686$ mm$_s^{-1}$, şi sub formă adimensională:

---

* Traductor cu contacte electrice tip BJK-3 N.I. 3375—67, fabricat de Întreprinderea de mecanică fină — București.

$$V_{u(1)} = \frac{v_0}{\bar{q}_{(1)}\,\omega_{n(2)}} = 0{,}490.$$

Amplitudinea maximă a structurii constructive a elementului indicator sau de comandă în intervalul de timp $\tau_{u(1)} = \omega_{n(2)}\, t_1 = 0{,}395$ este $\psi_1 = \frac{q_1}{\bar{q}^{(2)}} = 0{,}0845$, iar timpul corespunzător de revenire în poziția inițială va fi $\tau_{c(1)} = \omega_{n(2)}\, t_2 = 0{,}420$. Viteza de ciocnire a structurii tijei palpatoare (aflate în poziție de repaos), este $V_{c(1)} = 0{,}395 < V_{u(1)}$ sub fromă adimensională, $v_1 = V_{c(1)}\,\omega_{n(2)}\,\bar{q}_{(2)} = 0{,}548$ mm$_s^{-1}$.

Viteza mecanismului de măsurare este $V_2 = \mu V_1 = 0{,}285$ mm$_s^{-1}$ (unde $\mu = 0{,}52$ reprezintă coeficientul global de pierderea vitezei pentru ciocnirea oțel/carbură metalică) şi sub formă adimensională

$$V_{u(2)} = \frac{\mu V_1}{\omega_{n(1+2)} \cdot \bar{q}_{(1+2)}} = 0{,}174.$$

Noua amplitudine inițială a mecanismului de măsurare $\psi_2 = \frac{q_2}{\bar{q}_{(1+2)}} = 0{,}0135$, $q_2 = 1{,}472$ μm, obținută după $\tau_{u(2)} = \omega_{n(1+2)}\, t_3 = 0{,}160$, determină pentru $q_{2\bar{\alpha}} \langle\, q_{0\bar{\alpha}}$ o nouă stabilire a contactului de măsurare pe suprafața piesei. Pentru $\tau_{c(2)} = \omega_{n(1+2)}\, t_4 = 0{,}170$ amplitudinea maximă a structurii elementului indicator sau de comandă ajunge la $q_3 = 0{,}952$ μm şi cu aceasta următoarele amplitudini rămîn în cîmpul erorii de justețe a indicației sau comenzii, de $\pm$ $\pm\, 0{,}001$ mm (fig. 6).

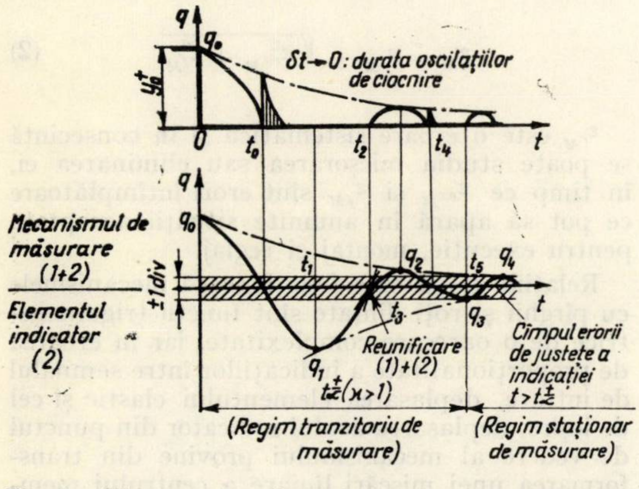


Fig. 6: Mişcarea mecanismului de măsurare al traductorului cu contacte electrice, tip BIK-3", NII 2275—67-IMF — Bucureşti.

$t_0 = 28$ ms, $t_1 = 27$ ms, $t_2 = 28{,}8$ ms, $t_3 = 10{,}6$ ms,
$t_4 = 11.3$ ms, $\Sigma\, t_i = 105{,}8$ ms.

Potrivit prescripțiilor N.I. 3375-67, regimul tranzitoriu de măsurare este deci practic terminat după intervalul de timp:

$$t_{\bar{\alpha}} = \frac{1}{\omega_{n(1+2)}}(t_0 + t_3 + t_4) +$$

$$\frac{1}{\omega_{n(2)}}(t_1 + t_2) = 0{,}106 \text{ S},$$

fiind îndeplinită condiția abaterii staționare a indicației sau a comenzii.

Capacitățile informaționale optime corespunzătoare soluției constructive pentru un reglaj al forței de măsurare

$$Q_{st}\,(\bar{q}_{(1+2)}) = 175 \text{ cN},$$

sînt date în tabelul 1.

Considerațiile de mai sus sînt aplicabile la toate mecanismele de măsurare comparatoare cu protecție antişoc, destinate controlului dimensional automat, la care există o relație liniară între mărimea de intrare prin semnalul de măsurare şi deviația elementului indicator sau de comandă, şi sînt utile atît în practica de proiectare cît mai ales în exploatare.

Tabelul 1

Capacitatea informaţională a mecanismelor de măsurare de la traductoarele cu contacte electrice tip BJK—1, N.I. 3375-67, fabricaţie IMF—Bucureşti.

Parametrul:	Soluţia constructivă	
	fără amortizare, $\zeta = 0$	cu amortizare $\zeta = 0{,}25$
$\log\left(1 + \frac{2q_{0\bar{\alpha}}}{q_m}\right)$	4,4	4,4
$t_{\bar{\alpha}}$ [ms]	145	106
C_n [bit s^{-1}]	$\sim 30{,}34^-$	$\sim 43{,}1^-$

$q_{0\bar{\alpha}} = 0{,}010$ mm

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, Tr., şi Spineanu, U.*: Asupra solicitării dinamice a mecanismelor de măsurare de la microcomparatoare. Construcţia de maşini, nr. 9, 1972.

[2] *Demian, Tr. şi Spineanu, U.*: Aspecte ale influenţei acceleraţiei critice asupra reglării optime a microcomparatoarelor. Calitatea producţiei şi metrologie. Nr. 2, 1973.

[3] *Demian, Tr.*: Mecanisme şi elemente constructive de mecanică fină, vol. 1. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1970.

CZ 531.787

Influența erorilor de construcție și reglaj asupra preciziei de funcționare a unor mecanisme folosite la proiectarea aparatelor pentru măsurarea presiunilor mici

Conf. ing. Gheorghe **DIACONESCU** – Institutul politehnic – București

În construcția aparatelor pentru măsurat presiuni mici se folosește ca traductor presiune-deplasare un element elastic de tip membrană sau capsulă manometrică, iar pentru transmiterea și amplificarea mișcării, de cele mai multe ori un mecanism spațial.

Problema încadrării acestor aparate în erori de indicație cît mai mici este funcție de comportarea individuală a acestor două principale subansambluri și de reglajul mecanismului față de caracteristica presiune-deplasare a membranei.

Eroarea maximă de indicație ε_{i_a} trebuie să fie mai mică decît abaterea admisibilă acceptată în funcție de clasa de precizie a aparatului și rezultă din însumarea unor erori parțiale: ε_l — eroarea de liniaritate a membranei; ε_h — eroarea introdusă de histereza mecanică a membranei; ε_M — eroarea din construcție și funcționare a mecanismului; ε_r — eroarea de reglaj a aparatului; ε_{ct} eroarea de citire a aparatului etc.

Dacă acceptăm că aceste erori se însumează după cunoscuta ipoteză folosită în calculul probabilităților a distribuției normale și dacă luăm și un coeficient de siguranță $K = 1{,}25$, eroarea medie pătratică este:

$$\varepsilon_{i_a} = \pm K \sqrt{\varepsilon_l^2 + \varepsilon_h^2 + \varepsilon_M^2 + \varepsilon_r^2 + \varepsilon_{ct}^2} \qquad (1)$$

Din analizele făcute rezultă că pentru încadrarea aparatelor în clase ridicate de precizie, problema principală o constituie liniaritatea caracteristicii membranei și histereza mecanică a acesteia, în timp ce mecanismul se poate încadra mai ușor în condițiile impuse, dacă este bine analizată cinematica, dacă sînt corect indicate toleranțele de execuție și condițiile tehnice pentru principalele piese componente și dacă sînt prevăzute posibilități de reglaj pentru aparat.

În ipoteza făcută a însumării normale, dacă față de o eroare caracteristică a aparatului de pondere mare celelalte erori parțiale limitate ca număr au valori sub 30% din valoarea acesteia, influența lor asupra comportării în ansamblu a aparatului este mică.

Astfel, dacă comportarea neliniară a membranei introduce în funcționarea aparatului o eroare egală cu aproximativ 70% din abaterea admisibilă și ca atare o considerăm eroarea caracteristică a produsului, pentru a nu influența asupra încadrării aparatului într-o anumită clasă de precizie mecanismul ar trebui să se încadreze într-o eroare locală a raportului de transmisie (tabelul 1).

Condițiile indicate mai sus pot fi asigurate de mecanismele de construcție uzuală, dacă în proiectare, execuție și reglaj se îndeplinesc anumite condiții care vor fi discutate în continuare.

Tabelul 1

Clasa de precizie a aparatului	0,6	1	1,6
Eroarea raportului de transmisie admisă pentru mecanism %	± 0,15	± 0,25	±0,4

Eroarea raportului de transmisie a mecanismului ε_M rezultă din însumarea următoarelor erori parțiale;

— eroarea cinematică a unui mecanism cu pîrghii și roți dințate ε_{c_M};

— erorile de execuție și montaj ale principalelor piese componente ale mecanismului ε_{ex_M};

— eroarea de funcționare a mecanismului rezultată în principal din forțele de frecare, jocuri etc. ε_{fM}.

$$\varepsilon_M = \varepsilon_{c_M} \pm \sqrt{\varepsilon_{ex_M}^2 + \varepsilon_{f_M}^2} \qquad (2)$$

ε_{c_M} este o eroare sistematică și în consecință se poate studia micșorarea sau eliminarea ei, în timp ce ε_{ex_M} și ε_{fM} sînt erori întîmplătoare ce pot să apară în anumite situații acceptate pentru execuție, montaj și reglaj.

Relațiile după care funcționează mecanismele cu pîrghii și roți dințate sînt funcții trigonometrice de o oarecare complexitate, iar în eroarea de proporționalitate a indicațiilor între semnalul de intrare, deplasarea elementului elastic și cel de ieșire, deplasarea acului indicator din punctul de vedere al mecanismului provine din transformarea unei mișcări liniare a centrului membranei într-o mișcare circulară a acului indicator și constituie eroarea cinematică a mecanismului.

Astfel, de exemplu mecanismul din figura 1 funcționează după relația (3) care evidențiază raportul de transmisie și are o eroare de liniaritate ce se poate calcula din relația (4) obținută prin dezvoltarea în serie Teylor a relaţiei precedente şi limitarea la primii doi termeni :

$$i = \frac{S_A}{s_0} = \frac{\alpha L_a}{s_0} = \frac{R_s}{R_p} \cdot$$

$$\cdot \frac{L_a}{s_0} \operatorname{arc tg} \frac{l_2}{l_3} \left(\operatorname{tg} \cdot \arcsin \frac{s_0}{l_1} \right) \qquad (3)$$

s_0 fiind deplasarea centrului membranei, iar S_A deplasarea circulară a acului indicator, pentru restul notaţiilor se va urmări figura 1.

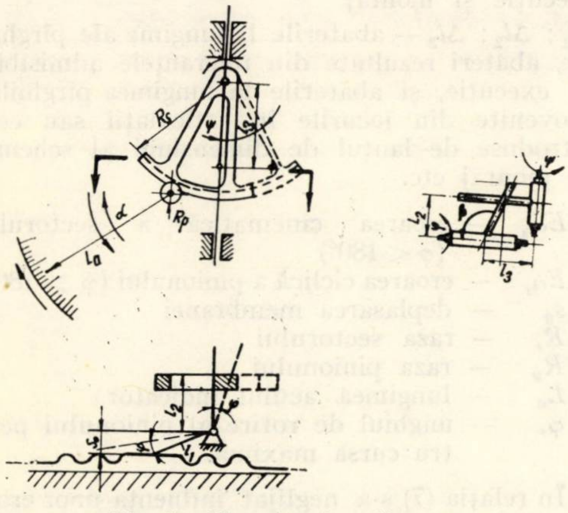


Fig. 1 — Mecanismul studiat :

l_1 — pîrghia ce preia mişcarea de la membrană ; l_2 şi l_3 — pîrghii ; R_s — raza sectorului dinţat ; R_p — raza pinionului ; L_a — lungimea acului indicator φ — unghiul de deplasare al pîrghiilor l_1 şi l_2 ; ψ — unghiul de deplasare al sectorului dinţat ; s_0 — deplasarea centrului membranei ; S_a — deplasarea acului indicator.

a — detaliu pentru elementul de reglaj al mecanismului studiat.

$$\text{Din} \quad \psi_{(s_0)} = \frac{l_2}{l_1 l_3} s_0 + \frac{3l_2 l_3^2 - 2l_2^3}{3l \cdot l_1^3 \cdot l_3^3} s_0^3 \qquad (4)$$

în care s-a notat

$$\psi = \operatorname{arc tg} \frac{l_2}{l_3} \left(\operatorname{tg} \arcsin \frac{s_0}{l_1} \right)$$

rezultă

$$\varepsilon_{c_M} = \Delta S_A = \Delta\psi \cdot \frac{R_s}{R_p} L_a \qquad (5)$$

în care

$$\Delta\psi = \frac{3l_2 l_3^2 - 2l_3^2}{3^1 l_1^3 \cdot l_3^3} s_0^3 \qquad (6)$$

Din relaţiile (4) şi (6) se poate calcula şi eroarea relativă $\frac{\Delta\psi}{\psi}$ în %.

Din analiza relaţiei (6) rezultă evident dependenţa erorii constructive în primul rînd de mărimea deplasării centrului elementului elastic care în mod practic se înscrie între 0,6 şi 1 mm şi de unele elemente constructive, lungimile pîrghiilor, care sînt la rîndul lor în dependenţă de gabaritul mecanismului. Din analiza relaţiei erorii cinematice poate să apară şi unele soluţii constructive.

Astfel, pentru mecanismul studiat în cazul satisfacerii condiţiei :

$$l_2 = \sqrt{\frac{3}{2}}\, l_3$$

eroarea constructivă se micşorează foarte mult.

Precizăm că nu poate fi vorba de anularea ei, întrucît am limitat dezvoltarea în serie la numai primii doi termeni şi calculul erorii cinematice a termenul de gradul trei.

Erorile cinematice pot fi de asemenea influenţate de unele mici modificări constructive sau de reglaj. Astfel, pentru cazul mecanismului studiat prin diferite variante ale modului de preluare a deplasării prezentate în figura 2, se pot aduce unele modificări erorii cinematice ca mărime, semn şi poziţie (fig. 2) :

— Construcţiile *a*, *b*, *c*, introduc o eroare cinematică de indicaţie în minus ; lungimea *l* a primei pîrghii este constantă, iar lungimea *a* variabilă, lucrează cu un mecanism după linia de sinus ; în varianta *d* lungimea *l* este variabilă şi *a* constantă, lucrează cu un mecanism de tangenţă şi introduce o eroare cinematică de indicaţie în plus ; varianta *e* pentru o valoare mică a razei *r*, se înscrie în condiţiile cazului *d*, iar pentru un raport $\frac{r}{l_1} > \frac{1}{5}$ se situează într-o categorie intermediară între *c* şi *d*.

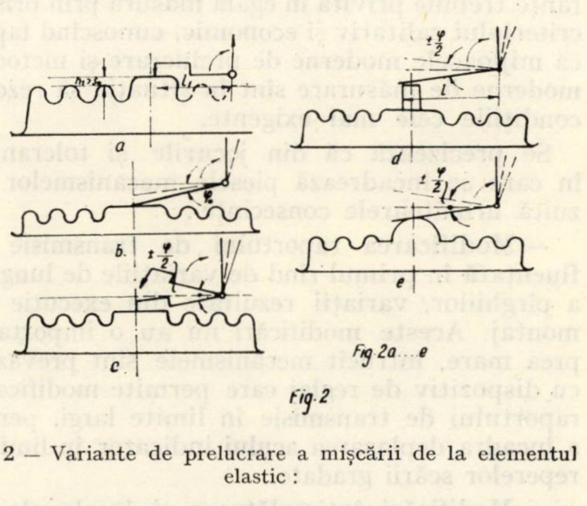


Fig. 2 — Variante de prelucrare a mişcării de la elementul elastic :

l_1 — lungimea pîrghiei ce preia mişcarea ; l — distanţa dintre centrul de rotaţie al pîrghiei l_1 şi punctul de sprijin al acesteia pe membrană.

— Între variantele *a*, *b* şi *c* poziţia erorii sistematice de indicaţie introduse de cinematica mecanismului este diferită ; în cazul *a* capătă valori maxime la cap de cursă, în cazul *b* la începutul cursei, iar în cazul *c* are o valoare minimă la mijlocul cursei și maximă la capete, aceste maxime avînd însă valori mult mai mici decît în cazurile precedente, întrucît unghiul de deplasare al primei pîrghii față de planul în care are loc deplasarea este înjumătățit.

Se precizează ca în cazul manometrelor cu membrană ondulată acestea au o caracteristică presiune-deplasare neliniară, în care rigiditatea crește cu deplasarea, și în consecință cu o eroare sistematică de indicație în minus către capătul cursei (fig. 3) de care se poate ține seama în alegerea variantei constructive a mecanismului.

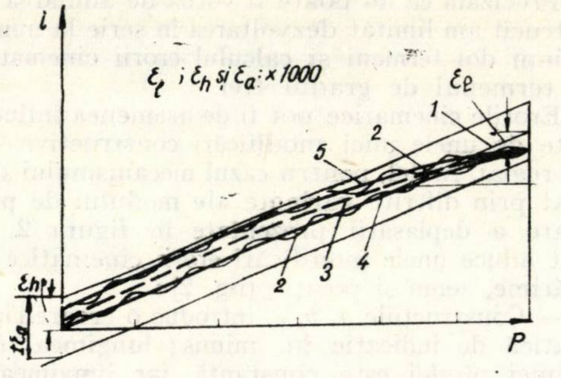


Fig. 3 — Modul de comportare al membranei elastice :

1 — caracteristica liniară a scării gradate ; 2 — caracteristica reală presiune-deplasare (indicație) a membranei ; 3 — caracteristica teoretică a membranei ; 4 și 5 — caracteristica membranei, valori medii la creșterea și scăderea presiunii ; ε_l — eroarea de liniaritate a caracteristicii ; εa — eroarea admisibilă ; ε_g — histerezisul membranei.

Erorile mecanismelor provenite din execuție au influență atît asupra preciziei indicațiilor cît și asupra fidelității și sensibilității unui aparat.

Problema încadrării execuției în anumite toleranțe trebuie privită în egală măsură prin prisma criteriului calitativ și economic, cunoscînd faptul că mijloacele moderne de prelucrare și metodele moderne de măsurare sînt în situația să rezolve condițiile cele mai exigente.

Se precizează că din jocurile și toleranțele în care se încadrează piesele mecanismelor rezultă următoarele consecințe :

— Modificarea raportului de transmisie influențată în primul rînd de variațiile de lungime a pîrghiilor, variații rezultate din execuție sau montaj. Aceste modificări nu au o importanță prea mare, întrucît mecanismele sînt prevăzute cu dispozitiv de reglaj care permite modificarea raportului de transmisie în limite largi, pentru a încadra deplasarea acului indicator în limitele reperelor scării gradate.

— Modificări întîmplătoare și locale ale raportului de transmisie, care nu pot fi eliminate prin reglaj și care influențează efectiv precizia indicațiilor aparatului. Aceste modificări trebuie să fie cît mai mici, iar cauzele lor trebuie cunoscute și atenuate prin proiectare și execuție sub o anumită valoare impusă de clasa de precizie a aparatului (tabelul 1).

Relația (7) exprimă eroarea de poziție a acului indicator în funcție de erorile de execuție ale pieselor componente în cazul mecanismului studiat.

$$\varepsilon_{ex_M} = s_0 \left[\Delta L_2 \frac{R_s \cdot L_a}{l_1 l_3 R_p} - \frac{\Delta l_1 l_2 R_s L_a}{l_1^2 l_3 R_p} - \frac{\Delta l_3 l_2 R_s L_a}{l_1 l_3^2 R_p} \right] - \frac{\varphi_s}{\pi} E_{cn_s} \cdot \frac{L_a}{R_p} + E_{cl_p} \cdot \frac{L_a}{R_p} \quad (7)$$

în care s-a notat : E_{ex_M} — eroarea raportului de transmisie al mecanismului, și care rezultă din execuție și montaj,

Δl_1 ; Δl_2 ; Δl_3 — abaterile la lungime ale pîrghiilor, abateri rezultate din toleranțele admisibile de execuție, și abaterile la lungimea pîrghiilor provenite din jocurile în articulații sau cele introduse de lanțul de dimensiuni al schemei de montaj etc.

E_{cn_s} — eroarea cinematică a sectorului ($\varphi < 180°$)
E_{cl_s} — eroarea ciclică a pinionului ($\varphi > 180°$)
s_0 — deplasarea membranei
R_s — raza sectorului
R_p — raza pinionului
L_a — lungimea acului indicator
φ_s — unghiul de rotire al pinionului pentru cursa maximă.

În relația (7) s-a neglijat influența unor erori de gradul 2 ; de exemplu, primul termen $s_0 \Delta L_2 \frac{R_s L_a}{l_1 l_3 R_p}$ corect exprimat s-ar fi încadrat într-un domeniu limitat de valorile

$$\frac{s_0 \Delta L_2 (R_s + \Delta R_s)(L_a + \Delta L_a)}{(l_1 - \Delta l_1)(l_3 - \Delta l_3)(R_p - \Delta R_p)} \quad (8a)$$

și

$$s_0 \Delta l_2 \cdot \frac{(R_s - \Delta R_s)(L_a - \Delta L_a)}{(l_1 + \Delta l_1)(l_3 + \Delta l_3)(R_p + \Delta R_p)} \quad (8b)$$

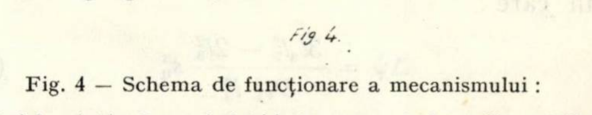


Fig 4.

Fig. 4 — Schema de funcționare a mecanismului :

1 și 6 — pîrghie ; 2 — axul pîrghiei ; 3 — suport ; 4 ; 5 — sprijin reglabil ; 7 — sectór dințat ; 8 — axul sectorului dințat ; 9 — lagăr ; 10 — pinion ; 11 — acul indicator ; φ_0 — unghiul de poziție al primei pîrghii ; α — unghiul de centrare al axului 2 în reazim.

întrucît se poate demonstra cu ușurință că au o influență foarte mică.

Δl_1, Δl_2, Δl_3, abaterile de la mărimile nominale în care se încadrează pîrghiile sînt în fond o însumare de erori. Astfel, în cadrul mecanismului studiat (fig. 4), Δl_1 poate să cuprindă următoarele erori :

Δl_{11} — provine din eroarea de execuție și montaj a pîrghiei l_1

Δl_{12} — provine din eroarea de execuție a fuselor pentru lagăre ale axului 2 al pîrghiei, din abaterea de rectilinitate a axului ; din abaterea de coaxialitate a vîrfurilor de centrare etc.

Δl_{13} — provine din erorile de execuție și montaj ale suporților — lagăre (3), din poziția alezajelor pentru lagăre ; din toleranțele de execuție ale acestora etc.

Δl_{14} — provine din jocul axial și radial din lagăre al subansamblului 2—1, care este însă reglabil în limitele necesare funcționării, prin șuruburi.

Ordinea de mărime a influenței acestor erori de execuție și montaj încadrate în toleranțele și condițiile impuse de proiect este diferită, unele erori, ca de exemplu Δl_{11}, avînd o pondere mult mai mare în eroarea totală și doar o influență oarecare asupra constantei raportului de transmisie, altele ca de exemplu Δl_{12}, Δl_{13} ; Δl_{14} influențînd funcționarea, respectiv sensibilitatea mecanismului, fidelitatea sau liniaritatea.

Unele componente ale erorii de execuție și montaj, de exemplu cele dependente de jocul în lagăre sau eroarea cumulată de angrenare, nu pot fi însă anulate prin etalonare, respectiv au o lege de distribuție oarecare în timpul funcționării și din acest motiv pot influența precizia funcționării mecanismului. În această categorie intră de exemplu influența jocurilor axiale și radiale ale axelor pe care sînt montate pîrghiile :

$$\Delta l_{3\,\text{joç rad}.a\times 2} = l_2 \operatorname{tg} \alpha \frac{j\,\text{rad}.a \times 2}{l_\text{I}}$$

$$\Delta l_{2\,\text{joc rad}.a\times 8} = l_3 \operatorname{tg} \beta = l_3 \operatorname{tg} \frac{j\,\text{rad}.a \times 2}{l_\text{II}}$$

$$\Delta l_{1\,\text{joc rad}.a\times 2} = \frac{j\,\text{rad}.a \times 8}{\sin \varphi}$$

în care prin l_1 s-a notat lungimea axului 2 și prin α unghiul sub care se înclină pîrghia 6 de lungime l_2, ca urmare a jocului radial al axului 2, prin l_II lungimea între lagăre a axului 8 și prin β unghiul de înclinare al acestui ax ca urmare a jocului în lagăre.

Din cercetările întreprinse rezultă că încadrarea într-o anumită clasă de precizie a indicațiilor aparatelor de măsurat presiuni mici cu membrană elastică este în primul rînd funcție de comportarea ca liniaritate a caracteristicii presiune-deplasare a elementului elastic.

Mecanismele de transmisie și amplificare a mișcării folosite uzual pot funcționa cu erori minime de indicație dacă se studiază și se iau în considerare următoarele probleme :

— relația de funcționare și eroarea cinematică rezultată din aceasta ;

— modul de preluare a mișcării de la membrana elastică ;

— toleranțele de execuție pentru acele cote și jocuri ce pot introduce erori întîmplătoare ;

— necesitatea introducerii în construcția mecanismului a unor elemente de reglaj care să poată modifica în unele cazuri jocurile sau pozițiile între piese.

CZ 621.664

Perfecționări la pompele hidraulice cu roți dințate de înaltă presiune

Dr. ing. Laurențiu **DOINARU**
Întreprinderea de mecanică fină – Sinaia

În ultimii ani există tendința ca tractoarele agricole să fie dotate cu ridicător monobloc și cu sistem de mărire a aderenței prin reglarea continuă a adîncimii de lucru și a forței de tracțiune a plugului. În plus, au apărut construcții noi de pluguri reversibile cu greutate mult mai mare. În această situație sistemul hidraulic de acționare este continuu solicitat în sarcină pulsatorie între 4 și 9 MN/m², iar la ieșirea plugului din brazdă pentru ridicarea lui este necesară o presiune de pînă la 15 MN/m².

Pentru aceste condiții de exploatare mult mai dificile a fost nevoie să se creeze în țară noi pompe cu roți dințate, mai perfecționate, capabile să suporte astfel de încărcări și realizînd o bună fiabilitate.

Pentru tractoarele U-650M și U-800 s-au dezvoltat la Întreprinderea de mecanică fină din Sinaia pompele hidraulice tip PH12 și PH13, păstrînd unele elemente constructive și baza materială de fabricație de la pompele anterioare, însă aplicînd noi soluții constructive, materiale cu proprietăți superioare și unele tehnologii moderne.

1. *Analiza soluțiilor anterioare*

Pompele cu roți dințate FS-PR1 și apoi pompele duble FS—PR3 derivate din primele, au fost cele dintîi pompe de înaltă presiune produse în țară pentru instalația hidraulică de ridicare a tractoarelor agricole.

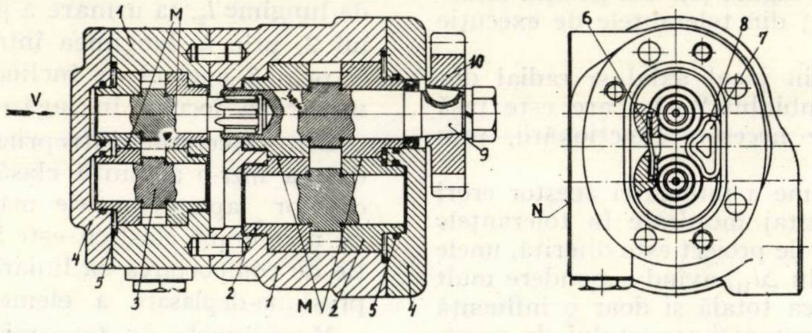


Fig. 1. Pompa cu roți dințate FS-PR3

Deși aceste pompe au corespuns pretențiilor din etapa respectivă, ulterior — datorită evoluției tehnicii din acest domeniu — au ieșit în evidență unele aspecte negative de care a trebuit să se țină seama la noile construcții. Astfel :

— **Carcasa 1** la pompele FS-PR1 și FS-PR3 (fig. 1) este turnată dintr-un silumin care datorită structurii cristaline specifice de turnare are o rezistență mecanică limitată la presiuni de lucru înalte și sarcini pulsatorii. Carcasele acestor pompe prezintă un fund care provoacă dificultăți în ceea ce privește prelucrarea suprafețelor interioare cu precizia care se impune, ca de exemplu planeitatea și perpendicularitatea acestor suprafețe frontale față de alezaje.

— **Bucșele lagăr 2** sînt executate dintr-un aliaj A1ESnCuNi cu duritatea 50—60 HB. Din punct de vedere constructiv au o porțiune cu diametru exterior mai mic, care servește la etanșare în capacul 4 prin intermediul garniturii inelare 5. Acest sistem provoacă în unele cazuri o așezare forțată a lagărelor și o uzură inegală a lor.

Contactul în zona M dintre cele două lagăre plasate pe aceeași parte se realizează sub formă liniară, prin rotirea lor de către arcul 6.

La contactul liniar presiunea specifică este foarte mare, astfel încît în timpul funcționării muchia unei bucșe se imprimă pe suprafața celeilalte, reducînd durata în exploatare a pompei.

— **Compensarea** uzurilor frontale dintre pinioanele 3 și bucșele 2 se efectuează prin apăsarea hidraulică creată numai pe partea dinspre capacul 4. În partea opusă bucșele lagăr se așază pe suprafețele de fund ale carcasei pompei, iar în cazul că acestea nu sînt suficient de plane sau sînt înclinate, provoacă înclinarea lagărelor și permite trecerea lichidului din zona de înaltă către zona de joacă presiune, reducînd randamentul volumetric al pompei.

Delimitarea zonei de compensare frontală se face prin intermediul plăcii 7 și a garniturii inelare 8. Acest sistem nu permite să se realizeze o formă convenabilă a suprafeței de compensare, astfel încît forța din interior să fie echilibrată de cea exterioară, iar centrul de greutate static să fie la fel plasat. Din această cauză ia naștere un cuplu de rotire a bucșei lagăr, care se așază incorect față de pinion.

— **Antrenarea** pompei se face printr-o roată dințată 10 cu dinți înclinați plasată direct pe arborele pinionului conducător al pompei 9, care introduce în lagărele pompei solicitările frontale, iar dacă angrenarea roții de antrenare nu se face corect, lagărele pompei sînt încărcate și radial. Din acest motiv apare o uzură prematură a lagărelor. Un astfel de sistem se admite numai dacă pompa este prevăzută cu un lagăr suplimentar pe rulmenți la capătul arborelui pinionului conducător al pompei.

— **Fixarea** pompei FS-PR3 se face pe o suprafață laterală plană N la capacul punții tractorului pe partea interioară, sistem în care se realizează greu distanța și paralelismul între axele roților de antrenare. Pompa FS-PR3 este plasată în interiorul punții tractorului, nepermițînd o răcire normală a acesteia, iar uleiul instalației hidraulice fiind comun cu cel al cutiei de viteze, depășește temperatura maximă admisă de 80°C în timpul funcționării.

2. *O soluție intermediară*

Pompa FS-PR3 a fost îmbunătățită prin introducerea unui nou sistem de bucșe lagăr, a cărui soluție constructivă a fost pusă la punct la Întreprinderea de mecanică fină din Sinaia. Noua pompă a luat denumirea de PH8 (fig. 2).

Bucșele lagăr în concepție nouă sînt fără umăr și prezintă un sistem de canale interioare pentru conducerea uleiului sub presiune, așa cum se arată în figura 3.

În bucșa lagăr canalele *a* și *b* leagă camera de presiune înaltă *c* a pompei cu o cavitate laterală *d*, în care se află montat un piston 4.

În timpul funcționării lichidul sub presiune pătrunde în cavitatea *d* și creează o forță laterală de apăsare care menține un bun contact între suprafețele de separație a celor două bucșe 3 plasate de aceeași parte. Astfel, presupunînd că suprafața pe care apasă lichidul în cavitatea *d* este de 2 cm², la o presiune de 17,5 MN/m² rezultă o forță de contact de 350 kgf. Aceasta face ca sistemul, deși compus din bucșe lagăr separate pentru fiecare fus, să lucreze de fapt ca un lagăr tip ochelari monobloc întîlnit la unele construcții moderne de pompe, care însă necesită pentru execuție utilaje speciale.

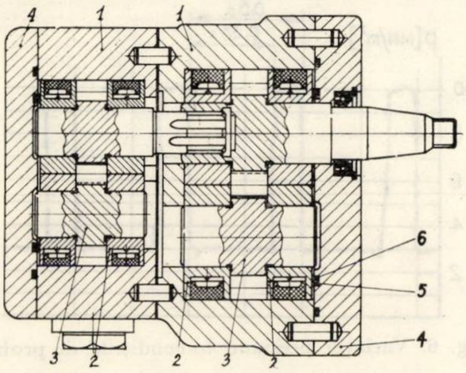


Fig. 2. Pompa cu roți dințate PH8

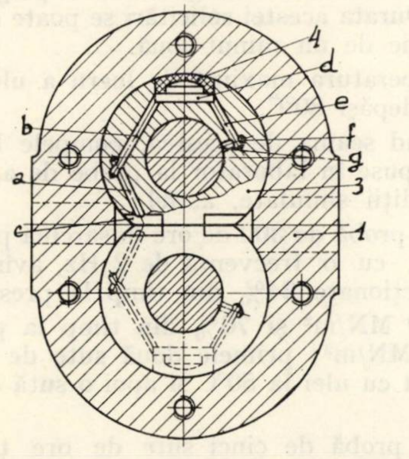


Fig. 3. Sistemul de canale interioare la bucșele lagăr

În continuare, lichidul sub presiune care este transmis din cavitatea *d* prin canalele *e* și *f* în zona portantă *g* a bucșei lagăr 3, realizează o ungere sub presiune și creează totodată o forță hidraulică de descărcare radială a lagărului.

Acest sistem are și avantajul că pe măsură ce presiunea de lucru a pompei crește și deci crește solicitarea radială în lagăre, se mărește proporțional și presiunea uleiului care pătrunde în zona portantă *g*. Rezultă că la regimul de sarcină maximă ungerea lagărului se face cu ulei la o presiune apropiată de 17,5 MN/m².

Compensarea uzurilor frontale dintre pinioanele 3 și bucșele 2 (fig. 2) se efectuează, ca și la pompa FS-PR3, printr-o apăsare hidraulică creată în partea capacului 4. De această dată însă zona de compensare este delimitată de o garnitură inelară din cauciuc 5 plasată într-un canal din capacul 4 și protejată împotriva laminării de un inel din relon 6. Pentru evitarea uzurii suprafețelor frontale de contact, forma și mărimea zonei de compensare este aleasă astfel încît forțele din interior și exterior să fie în permanent echilibru, iar centrele de greutate ale momentelor statice ale suprafețelor încărcate din partea interioară și din zona de compensare să fie la fel plasate, necreînd nici un moment de răsturnare a bucșelor.

Aplicarea acestor soluții constructive la pompele PH8 a adus o ameliorare în funcționare, însă nu în suficientă măsură, deoarece se păstrează celelalte aspecte negative ca: pompe legate tandem cu sistem semirigid de cuplare între ele, compensare frontală numai într-o singură parte, fixare a pompei pe un capac lateral, plasarea ei în interiorul punții tractorului, temperatura înaltă a uleiului etc.

3. *Analiza ultimelor soluții constructive*

O ultimă etapă evolutivă o constituie realizarea pompelor cu roți dințate PH12 și PH13, în paralel cu asimilarea tractoarelor U-800 și cu modificarea instalației hidraulice la tractoarele U-650M.

Carcasa 1 (fig. 4) se execută din bară profilată, prin extruziune, dintr-un aliaj de aluminiu. În acest fel se asigură o precizie și o rezistență mecanică superioare în comparație cu carcasele obținute prin turnare.

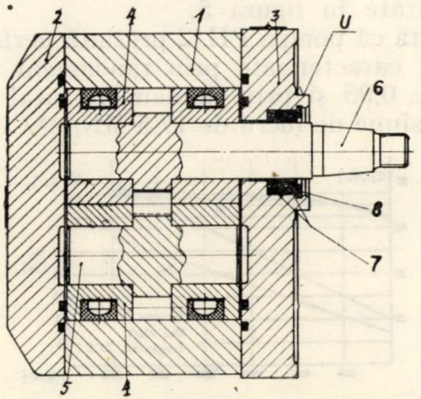


Fig. 4. Pompa cu roți dințate PH12

Această pompă este prevăzută cu capace 2, 3 la ambele capete, iar carcasa — avînd alezaje de trecere — permite o execuție mult mai precisă și este adecvată prelucrărilor pe mașini agregat.

Bucșele lagăr 4 sînt similare celor de la pompa PH8, utilizînd același sistem de strîngere hidraulică pe suprafațele mediane de etanșare și același sistem de canale pentru ungerea sub presiune și descărcarea radială. Ele se execută dintr-un nou aliaj de aluminiu, cu duritatea peste

85 HB, însă fără constituenţi duri şi abrazivi cu bune proprietăţi de frecare.

Compensarea uzurilor frontale dintre pinioanele 5 şi bucşele 4 se efectuează printr-o apăsare hidraulică creată pe ambele părţi, şi prin acest sistem bucşele nu se mai reazimă frontal decît pe pinioane şi permit o bună aşezare reciprocă. Delimitarea zonelor de compensare frontală este identică pentru ambele feţe.

Antrenarea pompelor PH12 şi PH13 se face cu cuplaj frontal, care permite unele abateri între axa arborelui de antrenare şi axa pinionului conducător al pompei şi anume :

— dezaxare pînă la 0,15 mm ;

— înclinarea unei axe faţă de cealaltă de maximum 1/2°.

Fixarea pompelor pe tractor se face prin umăr de centrare U concentric cu axul de antrenare 6. De această dată plasarea lor este la exterior, permiţînd un bun transfer de căldură către mediul înconjurător.

În plus noile pompe prezintă un sistem mai robust de fixare a capacelor laterale, evitînd înfiletarea şuruburilor în aluminiu, iar etanşarea axului pinionului conducător se realizează cu două simeringuri 7 aşezate în serie şi asigurate spre exterior cu un inel *8*.

4. *Caracteristici şi performanţe funcţionale*

Pompele cu roţi dinţate PH12 şi PH13 au fost încercate pe stand în laboratoarele unor institute de specialitate, conform metodologiei SAE.

Diagramele determinate pentru pompa PH12 sînt arătate în figura 5.

Rezultă că pompa PH12 prezintă performanţe ridicate, caracterizate prin randament volumic de peste 0,95 şi prin randament total de 0,94 la o presiune de lucru de 17,5 MN/m².

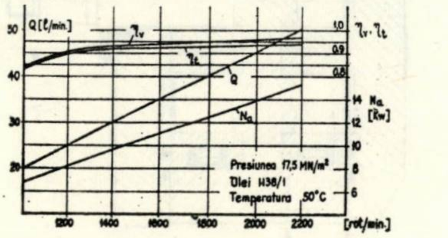


Fig. 5. Curbele funcţionale ale pompei PH12

Tractoarele agricole moderne sînt dotate pentru lucrările de arătură, cu dispozitive automate de mărire a aderenţei prin reglarea continuă a parametrilor de poziţie-forţă. Se constată că reglajul de poziţie conduce la menţinerea unei presiuni constante de 3—4 MN/m², iar reglajul de forţă provoacă impulsuri de 8—9 MN/m² cu o frecvenţă medie de 2Hz. Se poate considera că ciclul de funcţionare la presiunea de 3—4 MN/m² este de 76% din timp, restul fiind afectat pentru funcţionarea în regim pulsatoriu. Afară de aceasta, la capăt de brazdă plugul trebuie ridicat, iar după întoarcerea tractorului reaşezat pe sol. Această acţionare necesită pînă la maximum 15 MN/m² presiune în sistemul hidraulic de ridicare, depinzînd de masa şi de plasarea centrului de greutate a plugului utilizat. Durata acestei solicitări se poate considera în medie de un minut-două.

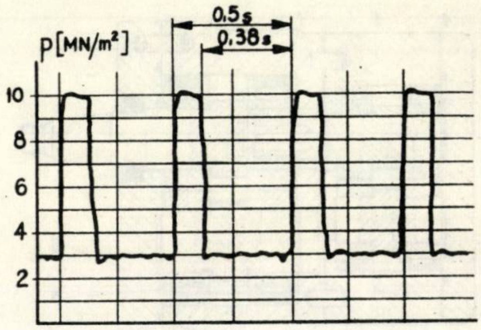


Fig. 6. Variaţia presiunii în condiţiile de probă.

Temperatura maximă de lucru a uleiului nu poate depăşi 80°C.

Ţinînd seama de acestea, pompele PH12 au fost supuse în laborator la probe de anduranţă în condiţii simulate, astfel :

— O probă de 300 de ore în sarcină pulsatorie (fig. 6), cu o frecvenţă de 2 Hz, avînd ciclul de funcţionare 24% din timp la presiunea de 9,5—10 MN/m² şi 76% din timp la presiunea de 30 MN/m²; primele două sute de ore s-au efectuat cu ulei la 50°C şi apoi o sută de ore la 80°C.

— O probă de cinci sute de ore totalizînd $3{,}5 \cdot 10^6$ cicluri, cu sarcină pulsatorie între 0 şi 9,5 MN/m², cu frecvenţa ciclurilor de 2Hz, la temperatura uleiului de 50°C.

— O probă de durată la o sarcină constantă de 15 MN/m² timp de două sute de ore şi de 17,5 MN/m² timp de zece ore, la temperatura uleiului de 50°C.

La toate aceste încercări pompele hidraulice PH12 s-au comportat corespunzător, randamentul hidraulic nescăzînd sub 0,91.

5. *Concluzii*

Pompele hidraulice cu roţi dinţate PH12 şi PH13 asimilate recent la Întreprinderea de mecanică fină din Sinaia sînt realizate pentru o funcţionare pînă la presiunea de 17,5 MN/m², cu posibilitatea ca în etapa următoare să se ridice presiunea de lucru pînă la 20 MN/m².

Pompele PH12 au fost încercate pentru condiţiile de funcţionare ale tractoarelor U-650M şi U-800, la sarcina constantă de 15 şi 17,5 MN/m² şi la o sarcină pulsatorie de $3{,}5 \cdot 10^2$ cicluri. Pompele PH13 au fost încercate în condiţiile utilizării lor în sistemul servodirecţiei tractoarelor.

CZ 621-25

Cu privire la necesitatea recepției dinamice a sistemelor în mișcare de rotație

Conf. dr. ing. P. **DODOC**
Institutul politehnic – București

Precizia mișcării prezintă o importanță deosebită pentru orice sistem în mișcare de rotație. Cu toate că în prezent există mijloace tehnice care permit calcule deosebit de exacte, realizări tehnologice de înaltă calitate și lagăruiri foarte bune în stare statică, de repaos, nu se reușește ca mișcarea de rotație a unui echipament să posede precizia ce se impune pe baza unor anumite considerente. Printre cauzele acestei imprecizii dinamice, evidențiate prin vibrațiile întregului echipament mobil, pot fi menționate dezechilibrările reziduale, erorile de formă și de poziție ale lagărelor precum și modul de acționarea a diferitelor subansambluri constitutive.

Datorită forței centrifuge ia naștere o vibrație circulară de amplitudine A_n și de frecvență f_n și diferite vibrații proprii translatorice circulare sau eliptice cu amplitudinile A_{p1}, A_{p2}, A_{p3}, ... și, respectiv, cu frecvențele f_{p1}, f_{p2}, f_{p3}, ... în care $f_{p1} < f_{p2} < f_{p3}$... Fiecare dintre vectorii amplitudine menționați se rotește în jurul vîrfului precedentului cu frecvența respectivă (fig. 1). Din compunerea vibrației proprii principale cu vibrația circulară produsă de forța centrifugă rezultă o trocoidă de vibrații, trocoidă care este chiar traiectoria axei de rotație a piesei. Dacă vibrația proprie este circulară, traiectoriile de vibrații pot fi epitrocoide cu ecuațiile

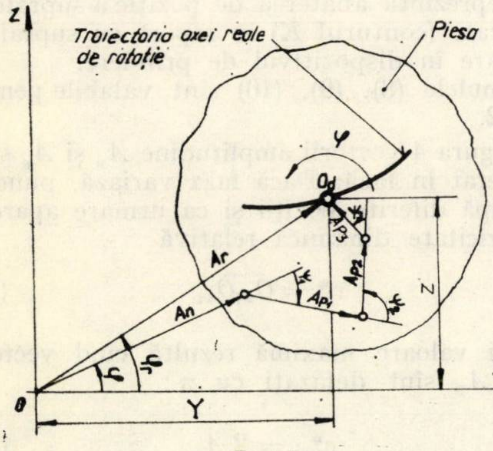


Fig. 1

$$Y = A_n\,[\cos\varphi - m_A \cos(m_f\,\varphi - \varepsilon)],$$
$$Z = A_n\,[\sin\varphi - m_A \sin(m_f\,\varphi - \varepsilon)], \qquad (1)$$

sau hipotrocoide cu ecuațiile

$$Y = A_n\,[\cos\varphi + m_A \cos(m_f\,\varphi - \varepsilon)],$$
$$Z = A_n\,[\sin\varphi - m_A \sin(m_f\,\varphi - \varepsilon)]. \qquad (2)$$

În cazul compunerii vibrației circulare de amplitudine A_n și de frecvență f_n cu o vibrație translatorică proprie sau de alt fel, de amplitudine A_p și de frecvență $f_p > f_n$ (fig. 2) poziția momentană a axei de rotație a piesei poate fi determinată cu ecuațiile

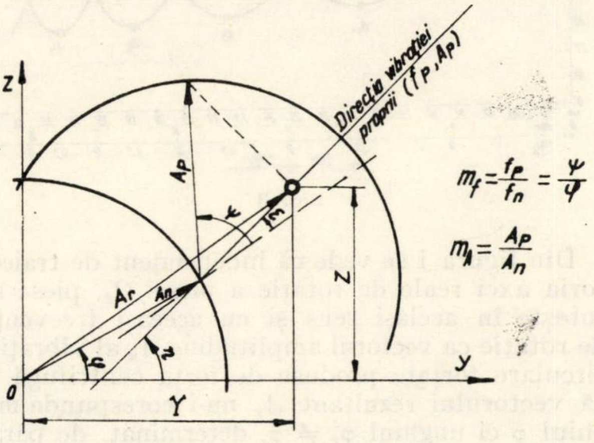

Z
Direcția vibrației proprii (fp, Ap)
Ap
ψ
ε
Ar
An
η
φ
Z
0
Y
y
$m_f = \frac{f_p}{f_n} = \frac{\psi}{\varphi}$
$m_A = \frac{A_p}{A_n}$

Fig. 2

$$Y = A_n\,[\cos\varphi + m_A \cos(m_f\,\varphi - \varepsilon)\cos\eta],$$
$$Z = A_n\,[\sin\varphi + m_A \cos(m_f\,\varphi - \varepsilon)\sin\eta]. \qquad (3)$$

În ecuațiile (1), (2) și (3) s-a notat cu :

$$m_A = A_p/A_n \text{ — raportul amplitudinilor} \qquad (4)$$

$$m_f = f_p/f_n = \lambda A_n/A_p \text{ — raportul frecvențelor,} \qquad (5)$$

ε — diferența de fază dintre cele două vibrații,

η — unghiul dintre direcția vibrației translatorice și abscisa OY

λ — factor de proporționalitate.

Raportul frecvențelor este constituit dintr-o parte întreagă m_{fi} și una zecimală m_{fz} :

$$m_f = m_{fi} + m_{fz} \qquad (6)$$

unde

$$m_{fz} = \pm\,(0{,}0 \ldots 0{,}5) \qquad (7)$$

S-a stabilit experimental [1—2] că amplitudinea A_p este variabilă ; ea devine maximă la valorile întregi ale raportului frecvențelor ($m_{fz} = 0$) și minimă pentru rapoarte fracționare ca 1,5 ; 2,5 ; 3,5 . . . ($m_{fz} = 0{,}5$) (fig. 3).

După cum s-a dovedit [3...7] transmiterea acestei trocoide de vibrații la suprafața piesei în procesul de așchiere este cauza determinantă a abaterilor de prelucrare care apar la strunjire, frezare și rectificare plană și cilindrică.

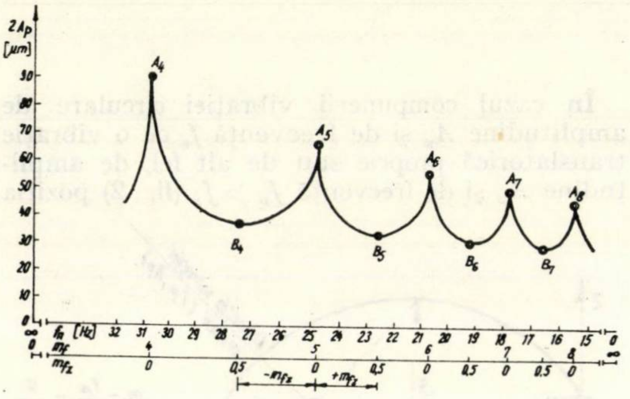


Fig. 3

Din figura 1 se vede că independent de traiectoria axei reale de rotație a piesei O_d, piesa se rotește în același sens și cu aceeași frecvență de rotație ca vectorul amplitudine A_n al vibrației circulare forțate produse de forța centrifugă și că vectorului rezultant A_r nu-i corespunde unghiul φ ci unghiul $\varphi_r \neq \varphi$, determinat de parametrii vibrațiilor menționate.

În figura 4 s-a prezentat de exemplu o parte a unei astroide rezultate din compunerea a două vibrații circulare de amplitudini A_n și A_p și de frecvențe $f_n = n/60$, respectiv $f_p > f_n$ (curba T).

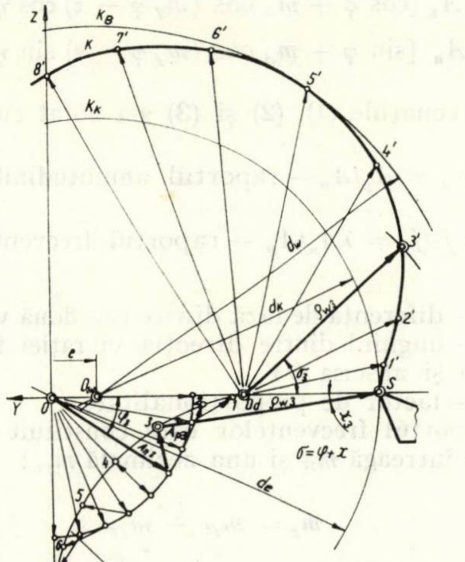


Fig. 4

În lungul axei Oy se alege raza nominală $\overline{OS}$ a piesei, unde O reprezintă axa virtuală de rotație, iar S vîrful sculei, de exemplu vîrful cuțitului de strung. Într-o poziție momentană φ_3 a vectorului amplitudine A_{n3}, axa de rotație a piesei O_d se află în punctul 3 al astroidei.

În raport cu axa sa de rotație (3) piesa este rotită cu unghiul φ_3, în timp ce la rîndul său axa este rotită cu unghiul χ_3 în raport cu vîrful S al cuțitului. Raza vectoare a piesei este $\rho_{w3} = \overline{3S}$. Punctul 3' al conturului piesei-corespunzător poziției momentane 3 a axei este determinat exact de raza momentană ρ_{w3} și de unghiul $\sigma_3 = \varphi_3 + \chi_3$, măsurat în jurul punctului O sau în jurul oricărui alt punct, de exemplu O_d, de la o dreaptă de referință oarecare, de exemplu Oy. În felul acesta se poate determina fără greutate orice punct al conturului K al piesei.

Trasînd cercul K_B de diametru minim $d_B = d_w$, tangent exterior la curba K și cercul K_k de diametru maxim d_k, concentric cu K_B și tangent interior conturului K, se observă că diferența

$$R_F = \frac{1}{2}(d_B - d_K) = 2\,A_p \tag{8}$$

reprezintă abaterea de formă cauzată de vibrația proprie cu amplitudinea A_p.

Vibrația de amplitudine A_n nu influențează conturul piesei, așa cum greșit afirmă unii autori.

Mai departe rezultă o abatere de diametru:

$$R_D = d_w - 2\overline{OS} = 2\,A_p \tag{9}$$

și o excentricitate dinamică absolută:

$$e = \overline{OO_w} = A_p, \tag{10}$$

care reprezintă abaterea de poziție a suprafeței prelucrate (conturul K) în raport cu suprafața de fixare în dispozitivul de prindere.

Formulele (8), (9), (10) sînt valabile pentru $m_f \geqq 2$.

În figura 4 vectorii amplitudine A_n și A_p s-au considerat în fază. Dacă faza variază, punctul O_w ocupă diferite poziții și ca urmare apare o excentricitate dinamică relativă

$$e_i^* = \overline{O_{w1}O_{wi}} \tag{11}$$

a cărei valoare maximă rezultă cînd vectorii A_n și A_p sînt defazați cu π:

$$e_{max}^* = 2\,A_p. \tag{12}$$

Dacă se construiește conturul piesei pentru diferite traiectorii ale axei de rotație a piesei, se constată că indiferent de forma acesteia numărul de maxime de pe conturul piesei este întotdeauna determinat de raportul frecvențelor vibrațiilor:

$$m_f = n_E + 1 = \frac{f_p}{f_n} \text{ pentru traiectorii epitrocoide,} \tag{13}$$

$m_f = n_H - 1 = \frac{f_p}{f_n}$ pentru traiectorii hipotrocoide și circular-translatorice.

În formulele (13) n_E și n_H reprezintă numărul de bucle ale traiectoriei axei de rotație a piesei.

Figurile 5 și 6 arată conturile piesei construite cu metoda elaborată de autor și traiectoriile

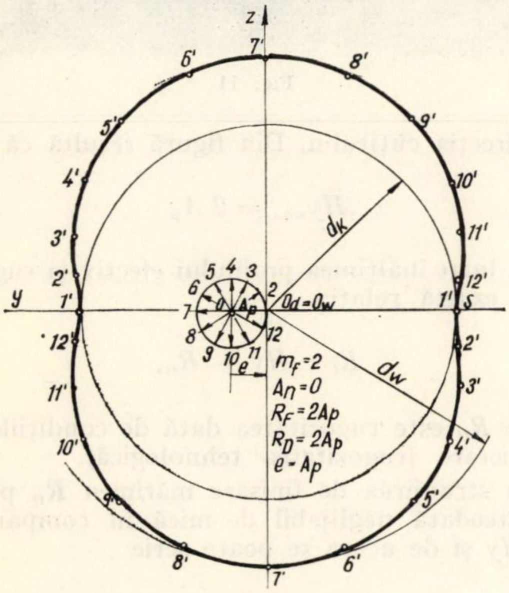


Fig. 5

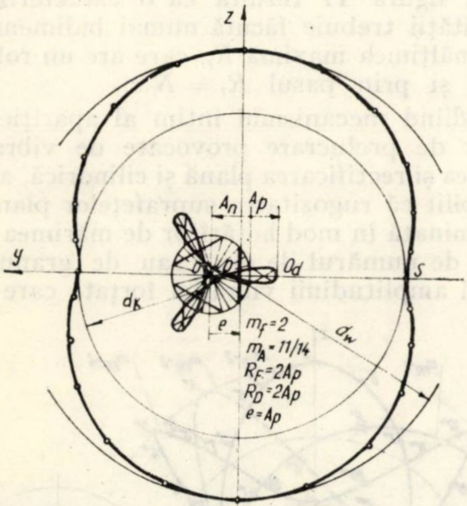


Fig. 6

axei de rotație pentru cazul cînd aceasta din urmă este determinată numai de vibrația proprie principală (A_p, $f_p = 2\,f_n$).

Figura 7 dovedește că vibrația forțată (A_n, f_n) nu are influență asupra conturului piesei, respectiv asupra abaterii de la forma rotundă.

În figura 8 se prezintă traiectoriile reale ale axei de rotație a piesei și contururile corespunzătoare la excitația prin dezechilibru subcritic pentru $m_f = 3$, 4 și 5 și $f_p = 124$ Hz.

Deoarece amplitudinea A_p crește cu lungimea piesei în consolă, abaterile de prelucrare cresc și ele, piesa avînd o formă de paraboloid.

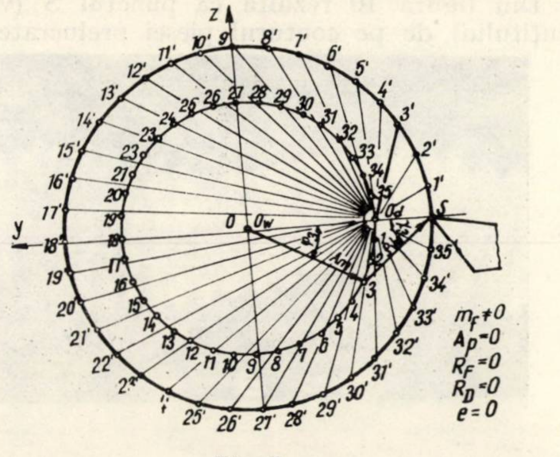


Fig. 7

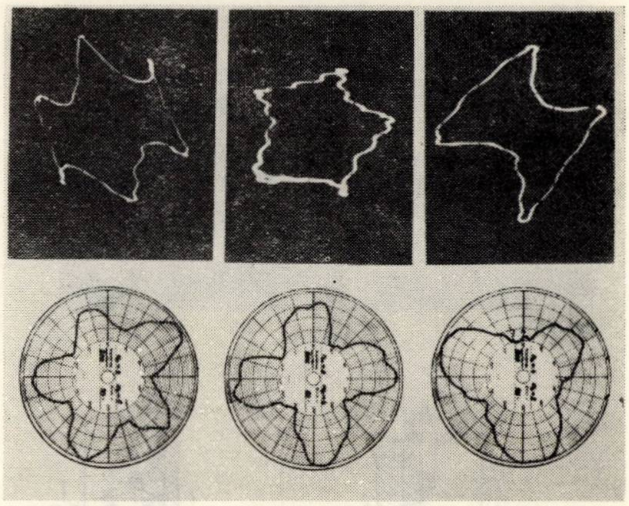


Fig. 8

Relația (6) mai poate fi scrisă și sub forma următoare:

$$m_f = \frac{Z}{N}, \tag{14}$$

unde Z și N trebuie să fie numere întregi, iar m_f o fracție redusă.

La rapoarte m_f raționale maximele apar rotite unul față de altul, adică apar pe o elice (fig. 9). În exemplul din figura 10 se vede că vîrful cuțitului S ajunge pe aceeași generatoare (în direcția avansului) exact după ce străbate distanța $N_s = 4_s$. Pe suprafața piesei, adică pe suprafața laterală a cilindrului cu înălțimea N_s, apar în această distanță $Z = 17$ maxime.

Prin palparea piesei cu un ac în unul din planele axiale (după generatoare), se obține „profilul efectiv" al suprafeței (fig. 11).

Figura 10 arată clar că rugoprofilul efectiv depinde de planul de măsurare (vezi pozițiile

1, 2 și 3) ; în diferite poziții de măsurare 1, 2, 3 etc. există diferite profiluri efective, adică există diferite rugozități R_{t_1}, R_{t_2}, etc.

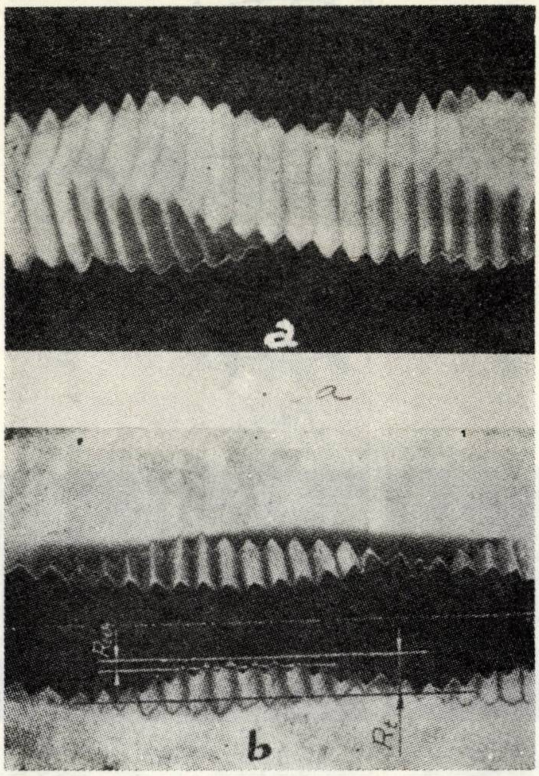


Fig. 9

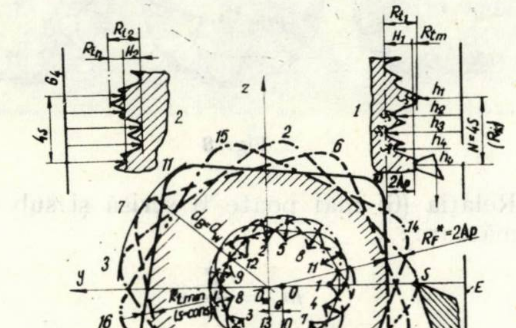


Fig. 10

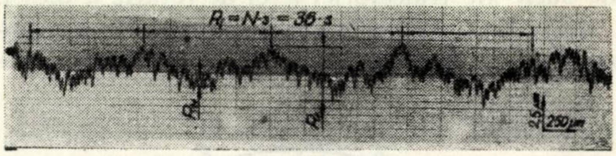


Fig. 11

Din figura 10 rezultă că punctul S (vîrful cuțitului) de pe conturul piesei prelucrate are la fiecare rotație a piesei o altă depărtare h_1 ... ... h_5 față de rugoprofilul de referință, adică față de dreapta G paralelă cu direcția avansului. El posedă aceeași depărtare exact după $N = 4$ rotații ale piesei. Dacă se scrie diferența

$$H = H_{max} - H_{min} \tag{15}$$

pentru diferite poziții de măsurare, 1, 2, 3 ..., se obțin diferite depărtări H_1, H_2, H_3 ... dintre punctul S și dreapta de referință G. Mărimea Hy reprezintă drumul relativ dintre piesă și sculă în direcția cuțitului. Din figură rezultă că

$$Hy_{max} = 2\,A_p \tag{16}$$

și că între înălțimea profilului efectiv și rugozitate există relația

$$R_t = Hy + R_{tt}, \tag{17}$$

unde R_{tt} este rugozitatea dată de condițiile de prelucrare (rugozitatea tehnologică).

La strunjirea de finisare mărimea R_{tt} poate fi cîteodată neglijabil de mică în comparație cu Hy și de aceea se poate scrie

$$R_t \approx 2\,A_p, \tag{18}$$

Din figura 11 rezultă că o caracterizare a rugozității trebuie făcută numai bidimensional, prin înălțimea maximă R_t, care are un rol funcțional și prin pasul $R_l = N.s.$

Studiind mecanismul intim al apariției abaterilor de prelucrare provocate de vibrații la frezarea și rectificarea plană și cilindrică, autorul a stabilit că rugozitatea suprafețelor plane este determinată în mod hotărîtor de mărimea avansului, de numărul de dinți sau de granule, de dublul amplitudinii vibrației forțate care apare

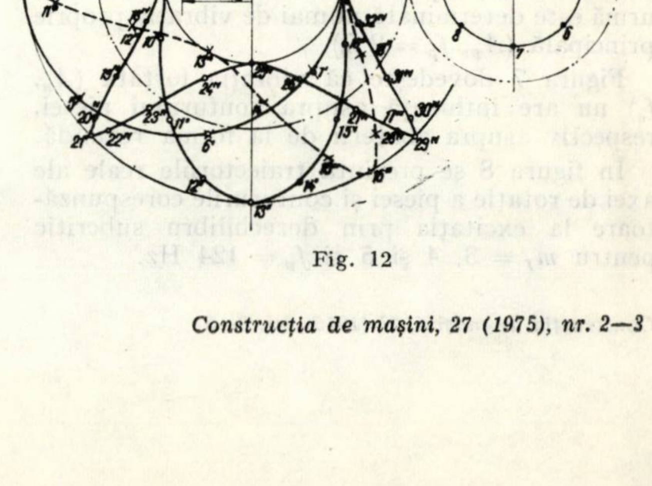


Fig. 12

la arborele sculei şi de diametrul sculei. Cazul ideal corespunde înlocuirii discurilor abrazive prin benzi continue cu $r_S = \infty$. Totodată, trebuie precizat că tot echipamentul mobil trebuie să posede o frecvenţă proprie foarte mare, de aceea el trebuie să fie cît mai uşor [6, 7].

La frezarea şi rectificarea suprafeţelor de revoluţie abaterile de prelucrare depind atît de parametrii vibraţiilor cît şi de raportul m_{fR} dintre frecvenţa de rotaţie a sculei f_S şi frecvenţa de rotaţie a piesei f_p, raport care de regulă este supraunitar.

În figura 12 se văd profilurile care apar pentru $m_{fR} = 1, 2, 3$ şi 4.

Din cele menţionate mai sus rezultă necesitatea de a recepţiona sistemele în mişcarea de rotaţie. Unele metode şi mijloace elaborate de autor au dat rezultate foarte bune [8, 9, 10].

BIBLIOGRAFIE

1. *Dodoc, P.* Trocoide de vibraţii la axele principale ale maşinilor-unelte, Revista Construcţia de maşini, nr. 2 şi 3, Bucureşti, 1968.
2. *Dodoc, P.* Einfluss der Flichkraft auf die Herstellungsgenauigkeit beim Drehen. În : Révue roumaine des sciences techniques ; série : mécanique appliquée, tome 15, nr. 1, 1970, p. 53—73.
3. *Dodoc, P.* Mecanismul transmiterii vibraţiilor la suprafaţa piesei în procesul de strunjire. În : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 5, 1968, p. 1091—1100.
4. *Dodoc, P.* Influenţa vibraţiilor asupra preciziei de prelucrare la strunjire. În : Studii şi cercetări de mecanică aplicată tom 27, nr. 6, 1968, p. 1355—1378.
5. *Dodoc, P.* Beitrag zur Theorie der Entstehnung und Messung der Rauheit beim Drehen. În : Révue roumaine des sciences techniques ; série : mécanique appliquée, tome 14, nr. 5, p. 1171—1190, 1969.
6. *Dodoc, P.* Contribuţii la studiul mecanismului apariţiei erorilor de prelucrare la frezarea şi rectificarea de înaltă precizie a suprafeţelor plane cu scule cilindrice (disc) În : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, tom 30, nr. 3, 1971, p. 721—732.
7. *Dodoc. P.* Contribuţii la cercetarea mecanismului apariţiei erorilor la rectificarea şi frezarea de înaltă precizie a pieselor cu suprafeţe de revoluţie. În : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, tom 30, nr. 5, 1971, p. 1257—1267.
8. *Dodoc, P.* Metodă şi instalaţie pentru stabilirea comportării dinamice optime a sistemelor în mişcarea de rotaţie. În : Calitatea producţiei şi metrologie, vol. IV, 1974, nr. 1, p. 36—38.
9. *Dodoc, P.* Descrierea invenţiei 52017, cl. 42, c. 42.
10. *Dodoc, P.* Determinarea preciziei dinamice a maşinilor-unelte. Referat la sesiunea ştiinţifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic ,,Gheorghe Gheorghiu-Dej'', Bucureşti, octombrie 1968.

◆

CZ 778.55

Prebleme teoretice privind optimizarea mecanismului cu grifă al aparatului de proicţie cinematografică APT 16—4

Ing. Nicolae **DUMITRESCU**; Filaret **DOBOŞ**
Institutul politehnic—Bucureşti

Performanţele aparatelor de proiecţie cinematografică sînt determinate de cele ale mecanismelor de transport sacadat al peliculei pe care le utilizează. Aparatul APT 16—4 foloseşte mecanismul prezentat în figura 1, la care deplasarea cadru cu cadru a peliculei este realizată de dinţii grifei (1). Traiectoria pe care se deplasează aceştia rezultă din corelarea unei mişcări verticale (de transport), comandate de cama plană (2) prin intermediul pîrghiei cu tacheţi (3) cu una orizontală (de intrare şi ieşire din perforaţii), comandată de cama disc (4). Arcul (5) are rolul să menţină contactul permanent al tachetului (6) cu cama plană şi al tachetului (7) cu pastila corpului grifei (8).

Caracteristica principală a unui mecanism de transport sacadat este randamentul, determinat de raportul dintre timpul de staţionare şi timpul total afectat unui cadru pentru proiecţie. Timpul total corespunde unei rotaţii a camei plane şi este de obicei 1/24 s. Dacă unghiului de lucru al camei ($\gamma°$) îi corespunde timpul efectiv în care se face schimbarea unui cadru cu altul randamentul este :

$$\eta = \frac{360° - \gamma°}{360°} \tag{1}$$

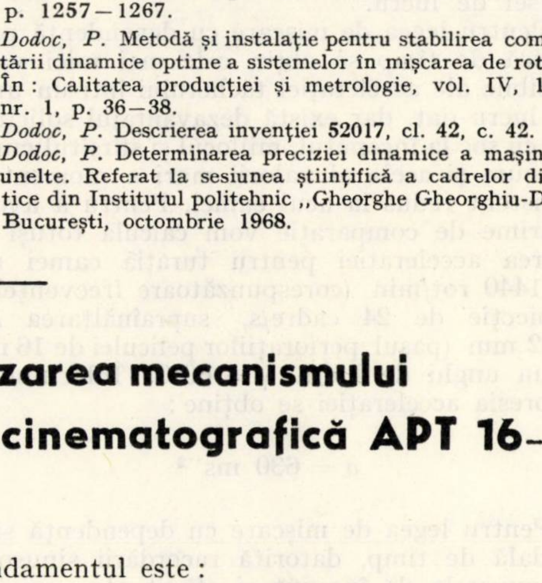


Fig. 1

Micșorînd unghiul de lucru al camei randamentul crește, însă și solicitările pieselor mecanismului și ale peliculei sînt mai mari datorită creșterii valorilor vitezei și accelerației tachetului.

Prin optimizarea mecanismului se înțelege, în principal, determinarea unei legi de mișcare a tachetului camei plane, astfel încît solicitările dinamice ale peliculei și pieselor mecanismului să fie cît mai mici într-un unghi de lucru dat. Acest lucru se face în continuare, analizînd la început legile de mișcare cunoscute.

Legea de mișcare cu dependență liniară de timp prezintă avantajul accelerației nule și al execuției ușoare, însă folosirea ei nu este posibilă din cauza șocurilor foarte mari care apar în punctele de trecere, la începutul și sfîrșitul cursei de lucru.

Pentru legea de mișcare cu dependență parabolică de timp se obțin cele mai mici valori posibile ale accelerației tachetului într-un unghi de lucru dat, dar există dezavantajul solicitărilor cu șoc la începutul, mijlocul și sfîrșitul cursei, precum și acela al valorii mari a momentului rezistent redus la acul camei. Pentru a avea o mărime de comparație vom calcula totuși valoarea accelerației pentru turația camei $n = 1440$ rot/min (corespunzătoare frecvenței de proiecție de 24 cadre/s, supraînălțarea $h = 7{,}62$ mm (pasul perforațiilor peliculei de 16 mm) și un unghi de lucru $\gamma = 60°$C. Înlocuind în expresia accelerației se obține:

$$a = 630 \text{ ms}^{-2} \tag{2}$$

Pentru legea de mișcare cu dependență sinusoidală de timp, datorită racordării sinusoidei în punctele de început și sfîrșit ale cursei de lucru nu mai apar șocuri, dar valoarea accelerației maxime este mare, iar momentul rezistent redus este de asemenea mare. Înlocuind mărimile date în expresia accelerației, se obține:

$$a = 992 \text{ ms}^{-2} \tag{3}$$

Pentru micșorarea valorii accelerației maxime s-a recurs la o lege de mișcare sinusoidală modificată, al cărei grafic are forma din figura 2, iar expresia accelerației maxime este:

$$a_{max} = \frac{ht_1}{8\left(\frac{T}{2\pi}\right)^3\left(\sin x_1 + \frac{1}{3\cdot 9}\sin 3x_1 + \frac{1}{5\cdot 25}\sin 5x_1 + \ldots\right)} \tag{4}$$

unde:

t_1 este timpul în care accelerația atinge valoarea maximă;

$$X_1 = 2\,\pi t_1/T, \text{ și}$$

T — timpul corespunzător unghiului de lucru al camei (pentru datele anterioare $T = 1/144$ s).

S-au calculat valorile accelerației maxime pentru două cazuri și anume pentru: ($t_1 = T/8$') și ($t_1 = T/12$)'' obținînd

$$a'_{max} = 846 \text{ ms}^{-2} \text{ și } a''_{max} = 815 \text{ ms}^{-2} \tag{5}$$

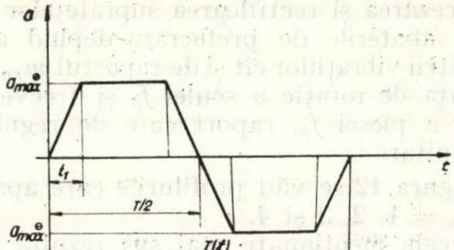


Fig. 2

Pentru a putea vedea dacă micșorarea valorii accelerației maxime este însoțită de o scădere a momentului rezistent redus s-au calculat valorile forțelor de inerție ale pieselor mecanismului și ale buclei de film antrenate de dinții grifei (F_{ip}), valorile forțelor de inerție reduse la corpul grifei ($F_{ic\,\text{redus}}$) și spațiile parcurse de corpul grifei în punctele corespunzătoare valorilor maxime negative ale accelerației (echivalentul săgeții arcului) pentru cele trei cazuri, sinusoidă și sinusoidă modificată. S-au construit cele trei profile pentru o rază minimă a camei de 20 mm și o supraînălțare $h' = h/2$ (pentru a ține cont de raportul pîrghiei cu tacheții) și s-au măsurat distanțele de la centrul de rotație la normalele duse în punctele corespunzătoare valorilor maxime pozitive ale accelerației (ρN). Comparînd aceste valori (tabelul 1) se constată că odată cu micșorarea accelerației scade și săgeata arcului, ceea ce corespunde unor valori mai mari ale forței de pretensionare a acestuia, iar brațul forței normale rezistente maxime crește. Aceasta înseamnă că și momentul rezistent redus crește.

Pentru a micșora momentul rezistent s-a recurs la o altă lege de mișcare, care se obține tot prin modificarea sinusoidei și al cărei grafic este prezentat în figura 3. Expresia accelerației maxime pentru acest caz este:

$$a_{max} = \frac{ht_1}{4\left(\frac{T}{2\pi}\right)^3\left(C_1 + \frac{C_2}{2} + \frac{C_3}{3} + \ldots\right)} \tag{6}$$

unde :

$$C_1 = 2\pi \frac{t_1}{T} + \frac{1}{n} \sin 2\pi \frac{nt_1}{T}$$

$$C_2 = \frac{1}{2^2}\left(\sin 2\cdot 2\pi \frac{t_1}{T} - \right.$$

$$\left. -2\cdot 2\pi \frac{t_1}{T} \cos 2\cdot 2\pi \frac{nt_1}{T} + \frac{1}{n} \sin 2\cdot 2\pi \frac{nt_1}{T}\right)$$

și nt_1 este timpul în care accelerația scade de la valoarea maximă la 0.

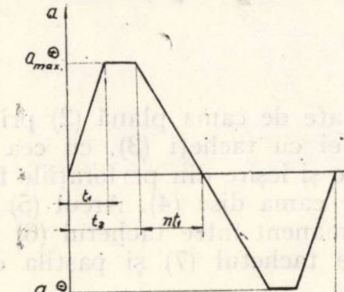


Fig. 3

Alegînd $t_1 = T/12$ și $n = 4$ s-a calculat pentru opt termeni ai desvoltării de la numitor valoarea accelerației maxime :

$$a_{max} = 886 \text{ ms}^{-2} \tag{7}$$

și celelalte valori înscrise în tabelul 1.

TABELUL 1

	α°	a_{max} m/s²	ρ_N (cm)	farc (cm)	Fip (mN)	Fic_{redus}
Sinusoidă	15°	992	0,60		-759	
	45°	-992		0.708	+759	7500
Trapez T/8	7,5°–22,5	846	0,54		-550	
	37,5°–52,5	-846		0,6	+550	6440
Trapez T/12	5°–25°	815	0,64		-525	
	35°–55°	-815		0.53	+525	6150
Trapezoidal care T/12	5°–10°	886	0,28		-650	
	50°–55	-886		0,744	+650	6775

Comparînd cu valorile determinate pentru celelalte profile, se observă că în acest caz se poate lucra cu o forță de pretensionare mai mică și că brațul forței normale este de aproape două ori mai mic pentru o creștere mică a valorii accelerației maxime.

S-a ales această lege de mișcare datorită avantajelor ei și s-a calculat cama pentru o rază minimă de 20 mm și un unghi de lucru de 60°, care corespunde unui randament optic al aparatului de proiecție bun. Pentru a ține seama de raza tachetului (8 mm) pentru cama propriu-zisă s-a ales raza minimă de 12 mm.Execuția camei trebuie să se facă cu scule (freză deget sau piatră de rectificat) de rază egală cu aceea a tachetului, prin deplasarea centrului sculei după profilul calculat. Profilul camei rezultă astfel ca înfășurătoare a cercurilor de rază egală cu aceea a sculei.

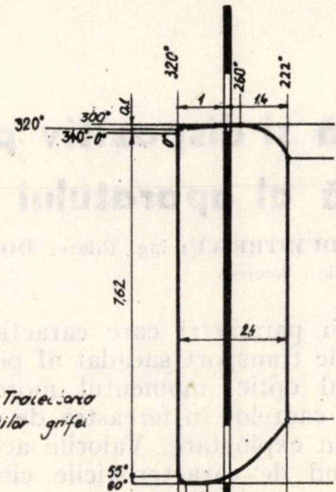


Fig. 4

Pentru determinarea profilului camei-disc ș al camei plane în afara unghiului de lucru s-a impus traiectoria dinților grifei (fig. 4) funcție de condițiile de lucru ale mecanismului : intrarea cu joc în perforații pentru micșorarea uzurii peliculei și a dinților grifei și absența jocului în momentul începerii cursei de lucru, pentru respectarea legii de mișcare determinate. Principalele intervale unghiulare ale traiectoriei impuse sînt : 0°—60° — transportul propriu-zis al peliculei ; 55°—150°—ieșirea din perforații ; 80°——260° — cursa de întoarcere ; 222°—320° — intrarea în perforații ; 260—360° — apropierea de marginea perforației. Alegînd începutul cursei de lucru ca punct inițial, cama plană are profilul calculat între 0° și 60°, raza constantă între 60° și 80°, un profil apropiat de o spirală arhimedică între 80° și 260°, iar între 260° și 340° raza camei crește cu cinci sutimi (apropierea dinților de marginea perforației) și între 340 și 360° — rază constantă. Profilul camei-disc se determină grafic, ținînd cont de unghiul la centru existent între tachetul ei și cel al camei plane în momentul începerii cursei de lucru (102°) și de unghiul corespunzător delasării tachetului odată cu corpul grifei.

Încercările experimentale făcute au confirmat raționamentele expuse, mecanismul realizat satisfăcînd condițiile cerute.

BIBLIOGRAFIE

Enz, K. Fotokinoverlag, Leipzig, 1965.

Constantinescu, Gh. ș.a. Tehnica protecției cinematografice și aparatura de proiecție. Manual pentru liceu.

Dumitrescu N.; *Doboș F.* Metodă de calcul a mecanismelor cu grifă de la aparatele de proiecție cinematografică. Comunicare la sesiunea corpului didactic din Institutul politehnic – București, 1972.

Serebreanikov M. G. ș.a. Analiza armonică OGIZ Moscova, 1943.

Demian, Tr. Mecanisme și elemente constructive de mecanică fină. Ed. didactică și pedagogică, București, 1970.

◆

C Z 778.55

Metodă și dispozitiv pentru studiul funcționării mecanismului cu grifă al aparatului de proiecție cinematografică APT16–4

Ing. Nicolae **DUMITRESCU**; ing. Filaret **DOBOȘ**
Institutul politehnic – București

Principalii parametri care caracterizează un mecanism de transport sacadat al peliculei sînt randamentul optic, momentul motor necesar, stabilitatea cadrelor în fereastra de proiecție și rezistența în exploatare. Valorile acestor parametri depind de caracteristicile cinematice și dinamice ale mecanismului, care se pot calcula destul de ușor dacă se cunosc dimensiunile pieselor componente. În cazul mecanismelor cu grifă cu came determinarea profilelor optime și corelarea acestora este o problemă teoretică dificilă, care trebuie verificată experimental.

Mecanismul de transport sacadat al peliculei utilizat în construcția aparatului de proiecție cinematografică APT 16–4 este prezentat în figura 1. Deplasarea pas cu pas a peliculei este realizată de dinții grifei (1), a căror traiectorie rezultă din corelarea mișcării verticale de transport comandate de cama plană (2) prin intermediul pîrghiei cu tacheți (3), cu cea orizontală de intrare și ieșire din perforațiile filmului, comandată de cama disc (4). Arcul (5) asigură contactul permanent între tachetul (6) și cama plană și între tachetul (7) și pastila corpului grifei (8).

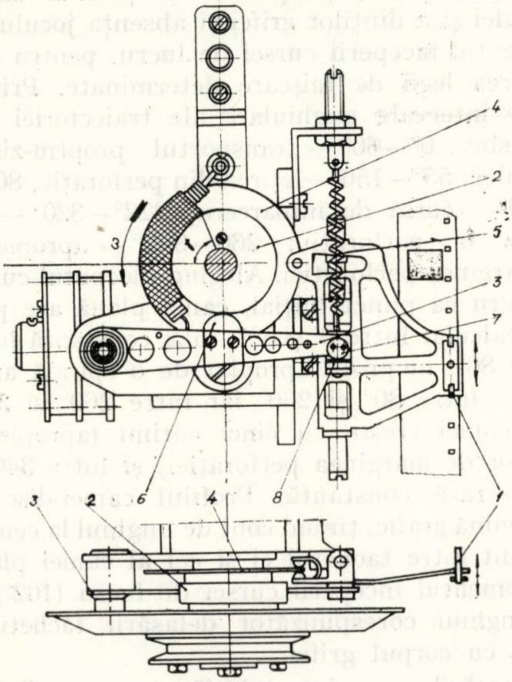


Fig. 1

Metodele de verificare a mecanismelor de transport sacadat al peliculei prin proiecție, utilizate pînă în prezent, nu permit determinarea influenței diferiților factori (de exemplu abaterile de execuție ale pieselor componente), ci doar aprecierea globală a funcționării acestora.

Metoda propusă și experimentată permite obținerea în regim de funcționare, a caracteristicilor cinematice și a momentului rezistent la axul principal al mecanismului, precum și determinarea influenței diferiților factori asupra acestora. Pentru aceasta, ținînd cont de faptul că subansamblul mecanismului de transport sacadat al peliculei poate fi ușor demontat de pe aparatul de proiecție, s-a proiectat și executat dispozitivul optico-mecanic compus din trei traductoare, prezentat în figura 2, care folosește pentru acționare un motor sincron monofazat (de la aparatele de proiecție) și o transmisie cu curea dințată. Schemele principiale ale celor trei traductoare sînt prezentate în figurile 3a, 3b și 3c.

Traductorul pentru deplasarea verticală (figura 4) se compune dintr-o lampă de 6V–10VA, un colimator, un colector și o fotodiodă legată la un osciloscop. Fasciculul de raze furnizat de colimator trece printr-o fantă practicată în corpul mecanismului, paralel cu direcția de deplasare a dinților grifei și este obturat mai mult sau mai puțin de paleta obturatoare (4) prinsă de corpul grifei. Colectorul strînge razele de lumină care trec prin fantă pe fotodioda (6). Deplasarea verticală a dinților grifei și deci și a paletei obturatoare, determină variația fluxului luminos care ajunge la fotodiodă și deci a curentului furnizat de aceasta, care poate fi urmărită pe ecranul osciloscopului. Curba astfel obținută este legea de mișcare imprimată dinților grifei de cama plană.

Traductorul pentru deplasarea orizontală a dinţilor grifei, mişcarea de intrare şi ieşire din perforaţiile filmului (figura 4) folosesc acelaşi colimator. O diafragmă aşezată lîngă obiectivul acestuia furnizează un fascicul de lumină perpendicular pe direcţia de deplasare a filmului, reflectat de prismele (8) şi (10) pe fotodioda (11). Paleta obturatoare (9), prinsă de asemenea de corpul grifei, obturează acest fascicul, producînd o variaţie a fluxului luminos ce ajunge pe fotodioda (11), funcţie de poziţia corpului grifei. Curba obţinută în acest caz pe ecranul osciloscopului reprezintă legea de mişcare imprimată dinţilor grifei de cama-disc.

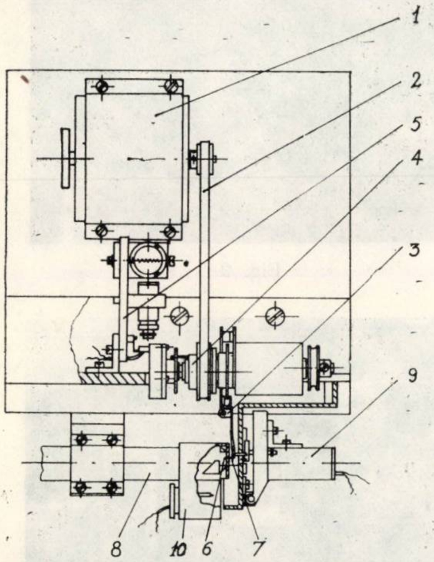


Fig.2. 1. Motor ; 2. Curea ; 3. Grifă ; 4. Cuplaj dinamometric ; 5. Traductor moment ; 6. Paletă obturatoare; 7. Paletă obturatoare; 8. Tub colimator ; 9. Traductor cursă verticală ; 10. Traductor cursă orizontală.

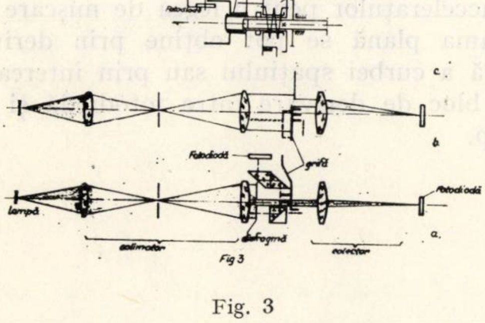


Fig. 3

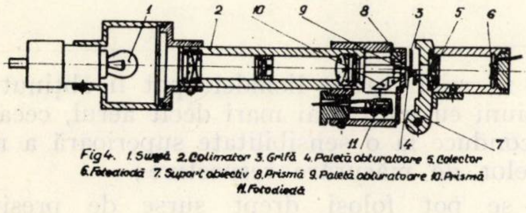


Fig 4. 1. Sursă 2. Colimator 3. Grifă 4. Paletă obturatoare 5. Colector 6. Fotodiodă 7. Suport obiectiv 8. Prismă 9. Paletă obturatoare 10. Prismă 11. Fotodiodă

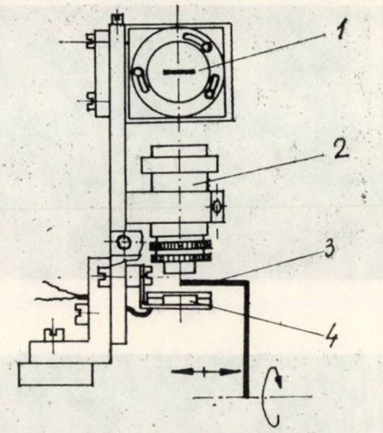


Fig. 5

1. Sursă; 2. Microproiector cu fontă; 3. Tambur cuplu dinamometric; 4. fotodiodă

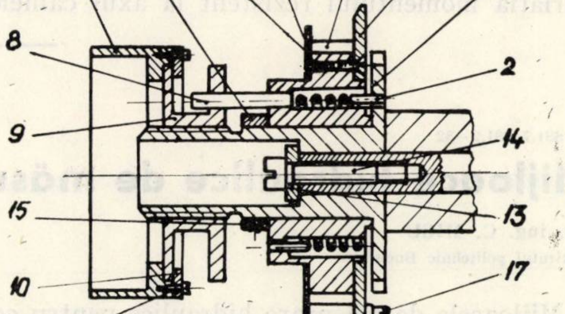


Fig 6. 1. Bucşă ax 2. Arc răsucire 3. Guler
4. Şurub cap înecat 5. Roată de curea dinţată
6. Guler 7. Inel fixare 8. Ştift 9. Piuliţă 10. Inel
strîngere 11. Şurub 12. Tambur 13. Şaibă specială
14. Şurub 15. Ştift filetat 16. Piedică 17. Şurub

Traductorul de moment rezistent (figura 5) se compune dintr-un cuplaj elastic (arc flexional) montat între roata de curea şi axul camelor, o piuliţă cu filet cu pas mare (9), care este antrenată de ştiftul (8) al părţii mobile a cuplajului şi un sistem optic (figura 6) care proiectează un fascicul de lumină pe fotodiodă. La rotirea roţii de curea faţă de ax piuliţa este obligată să se deplaseze axial, astfel încît tamburul prins de ea să obtureze progresiv fasciculul de lumină proiectat pe fotodiodă. Prin legarea fotodiodei la osciloscop se vizualizează variaţia fluxului luminos care ajunge la ea şi care depinde de variaţia momentului rezistent la axul camelor. Pentru determinarea valorii maxime a momentului rezistent pe gulerul bucşei axului s-au frezat dinţi şi de roata de curea s-a prins un clichet care permite blocarea în poziția rotită față de ax cu unghiul corespunzător acestei valori. Etalonarea s-a făcut cu ajutorul unui dinamometru, în poziție de repaos.

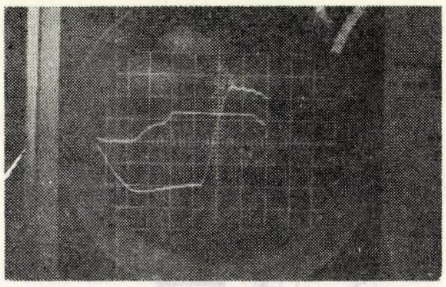


Fig. 7

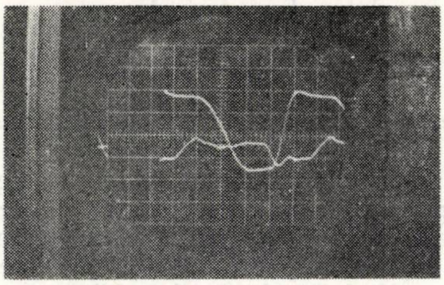


Fig. 8

Pentru determinări s-au folosit : o sursă de tensiune stabilizată, un osciloscop Philips cu două canale și un aparat de fotografiat cu film de 35 mm, Pentacon, cu care s-a lucrat cu timpii de expunere de 1 : 8 și 1 : 15 și numărul de apertură 2+4. Deoarece osciloscopul are numai două canale, s-au urmărit și fotografiat pe rînd legea de mișcare a dinților grifei imprimată de cama plană (deplasarea verticală) suprapusă pe legea de mișcare imprimată de cama-disc (deplasarea orizontală) și deplasarea verticală suprapusă pe variația momentului rezistent la axul camelor.

S-au făcut încercări ale mecanismelor cu și fără film. Figurile 7 și 8 prezintă oscilograma deplasare verticală — deplasare orizontală pentru un mecanism bun, respectiv pentru un mecanism

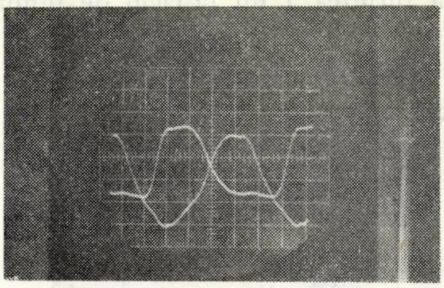


Fig. 9

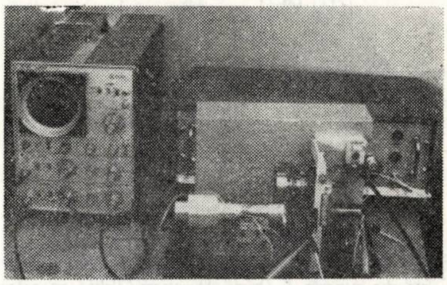


Fig. 10

la care cama-disc are abateri de execuție. Figura 9 prezintă oscilograma deplasare verticală — moment rezistent. Scările timpului (pe orizontală) diferă pentru oscilogramele prezentate. Fotografia dispozitivului și a echipamentului folosit este dată în figura 10. Valorile vitezelor și a accelerațiilor pentru legea de mișcare dată de cama plană se pot obține prin derivarea grafică a curbei spațiului sau prin intercalarea unui bloc de derivare între fotodiodă și osciloscop.

◆

CZ 531.7 :681.2—82

Mijloace hidraulice de măsurare

Dr. ing. C. MICU
Institutul politehnic București

Mijloacele de măsurare hidraulice pentru control dimensional sînt similare celor pneumatice și folosesc în locul aerului un lichid furnizat sub presiune de unul din sistemele mașinilor-unelte (sistemul de răcire, de ungere, sistemul de acționare hidrostatică) sau de o sursă de presiune specială.

În comparație cu aerul comprimat, utilizarea la măsurare a lichidelor prezintă o serie de avantaje printre care se pot enumera :

— lichidele fiind practic incompresibile, se pot realiza viteze de răspuns superioare ;

— în mod curent lichidele pot fi obținute la presiuni cu mult mai mari decît aerul, ceea ce va conduce la o sensibilitate superioară a mijloacelor de măsurare respective ;

— se pot folosi drept surse de presiune sistemele cu care sînt dotate mașinile-unelte ;

— există posibilitatea în anumite condiții ca să fie folosite pentru măsurarea dimensiunilor lichidele de răcire folosite la mașinile de rectificat sau la hornuire.

Mijloacele de măsurare hidraulice pentru control dimensional se pot clasifica în :

— mijloace de măsurare hidraulice cu măsurarea debitului ;

— mijloace de măsurare hidraulice cu măsurarea presiunii.

Prima clasă de mijloace de măsurare se bazează pe variația debitului unui fluid care trece prin interstițiul dintre suprafața frontală a unei duze și un perete, în funcție de distanța dintre duză și perete. Dacă în locul peretelui se consideră suprafața piesei sau extremitatea unei tije palpatoare care vine în contact cu presa, variația interstițiului va fi variația dimensiunii piesei măsurate. Debitul poate fi determinat pe mai multe căi, dintre care cele mai cunoscute sînt : prin folosirea unui traductor rotametric (fig 1 a), prin măsurarea diferenței de presiune ce apare în cazul utilizării unui ajutaj tip Venturi (fig. 1 b) sau prin orice alte mijloace cunoscute în tehnica măsurării.

Mijloacele de măsurare hidraulice cu măsurarea presiunii folosesc principial pentru măsurarea dimensiunilor pieselor, variația de presiune care se produce în amontele unei duze în avalul căreia variază interstițiul dintre suprafața sa frontală și un perete (paletă). În funcție de modul de dispunere al duzelor și de modul de trimitere a lichidului asupra paletei, mijloacele de măsurare hidraulice cu măsurarea presiunii se împart în :

— mijloace cu acțiune directă (fig. 2, a)
— mijloace diferențiale cu ramură de compensare (fig. 2, b)
— mijloace diferențiale cu acțiune bilaterală (fig. 2, c).

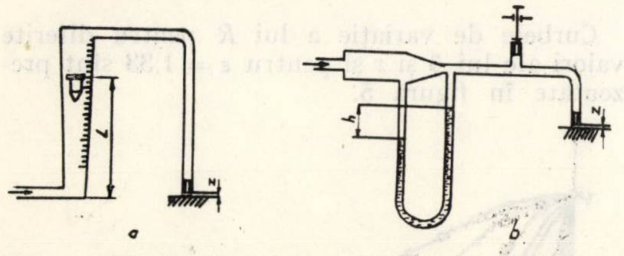


Fig. 1 — Mijloace de măsurare hidraulice cu măsurarea debitului.

a — cu traductor rotametric; b — cu tub Venturi.

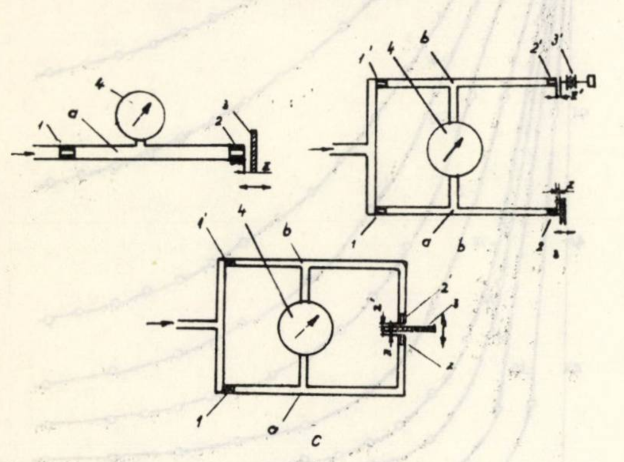


Fig. 2 — Mijloace de măsurare hidraulice de măsurare a presiunii.

a — cu acțiune directă;
b — diferențiale cu ramură de compensare;
c — diferențiale cu acțiune bilaterală.

În schema din figura 3 este prezentată clasificarea mijloacelor de măsurare hidraulice.

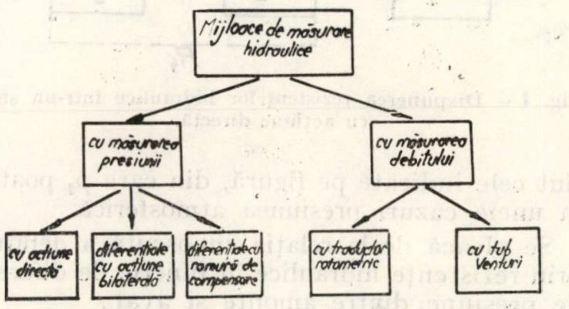


Fig. 3 — Clasificarea mijloacelor de măsurare hidraulice

În cele ce urmează, această lucrare se va ocupa de mijloacele de măsurare hidraulice cu măsurarea presiunii.

Dispozitivul de măsurare cu acțiune directă (fig. 2 a) este compus dintr-o duză de intrare (1) și o duză de măsurare (2), care închid între ele camera de presiune (a) la care este racordat un instrument pentru măsurarea presiunii (4). În faza duzei de măsurare se deplasează paleta (3) formată în realitate fie direct din suprafața presei de măsurat, fie din suprafața extremității unei tije palpatoare care vine în contact prin cealaltă extremitate a sa cu suprafața piesei de măsurat. În acest din urmă caz se poate realiza deplasarea lichidului numai în corpul dispozitivului de măsurare etanșat corespunzător, astfel încît să nu existe absolut nici un contact între lichid și suprafața piesei de măsurat, în spațiul respectiv de măsurare fiind menținută în acest mod o curățenie perfectă. Dispozitivele diferențiale cu ramură de compensare sînt formate (fig. 2 b) din două ramuri dispuse în paralel, fiecare constituind în fond cîte un sistem cu acțiune directă, instrumentul (4) măsurînd diferența de presiune dintre camerele de presiune ale celor două ramuri. Ramura inferioară care servește la măsurare a fost denumită ramură de măsurare, iar ramura superioară, care servește numai pentru reglarea diferenței de presiune prin intermediul șurubului (3') a fost denumită ramură de compensare.

În cazul dispozitivului de măsurare cu acțiune bilaterală (fig. 2 c) ambele ramuri dispuse în paralel au rol de măsurare și lucrează asupra suprafețelor aceleiași palete. Se poate deci aprecia că o parte din concluziile teoretice obținute pentru mijloacele cu acțiune directă vor putea fi folosite în continuare pentru cele cu acțiune diferențială.

Dispozitivul cu acțiune directă a fost schematizat ca fiind format din trei rezistențe hidraulice înseriate (fig. 4) din care : rezistenţa 1 este rezistenţa duzei de intrare ; 2 este rezistenţa duzei de măsurare, iar 3 rezistenţa interstiţiului dintre suprafaţa frontală a duzei şi paletă. Presiunile la intrarea şi la ieşirea rezistenţelor sînt cele indicate pe figură, din care p_4 poate fi în unele cazuri presiunea atmosferică.

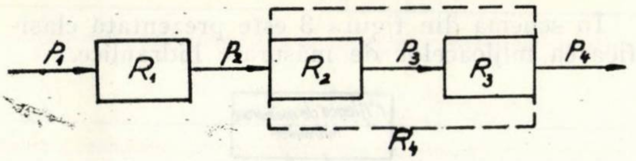


Fig. 4 — Dispunerea rezistenţelor hidraulice într-un sistem cu acţiune directă.

Se pleacă de la relaţia cunoscută a debitului prin rezistenţe hidraulice în funcţie de diferenţa de presiune dintre amonte şi aval :

$$Q = \alpha A \sqrt{\frac{2}{\rho}}\ \Delta p \tag{1}$$

în care :

Q este debitul lichidului ce trece prin respectiva rezistenţă hidraulică ;

α — coeficientul de debit al ungerii prin rezistenţă ;

A — aria duzei ;

ρ — densitatea lichidului ;

Δp — diferenţa de presiune între amonte şi aval.

Se notează cu $C = \alpha A \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ şi se denumeşte conductibilitatea hidraulică a rezistenţei respective. Pentru mai multe rezistenţe hidraulice legate în serie conductibilitatea totală este dată de relaţia

$$\frac{1}{C_t} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \frac{1}{C_i^2}} \tag{2}$$

Aplicînd relaţia (2) sistemului de rezistenţe din figura 4 şi ridicînd la pătrat, se obţin relaţiile :

$$\begin{aligned} p_1 - p_4 &= Q^2\left(\frac{1}{C_1^2} + \frac{1}{C_2^2} + \frac{1}{C_3^2}\right) = Q^2\left(\frac{1}{C_1^2} + \frac{1}{C_4^2}\right) \\ p_2 - p_4 &= Q^2\left(\frac{1}{C_2^2} + \frac{1}{C_3^2}\right) = \frac{Q^2}{C_4^2} \end{aligned} \tag{3}$$

Împărţind cele două relaţii ale sistemului (3) una la cealaltă, se obţine după cîteva calcule intermediare

$$\frac{p_2 - p_4}{p_1 - p_4} = \frac{1 + \dfrac{C_3^2}{C_2^2}}{1 + \dfrac{C_3^2}{C_1^2} + \dfrac{C_3^2}{C_2^2}} \tag{4}$$

Conductivitatea hidraulică C_3 are expresia : $C_3 = \alpha_3 A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ în care aria de trecere $A_3 = \pi DZ$, D fiind diametrul exterior al suprafeţei frontale a duzei de măsurare ;

Z — distanţa dintre suprafaţa frontală a duzei de măsurare şi paletă.

Deci

$$C_3 = \alpha_3 \pi DZ \sqrt{\frac{2}{\rho}} \tag{5}$$

Se înlocuiesc expresiile conductivităţilor C_1, C_2 şi C_3 în (4), se notează raportul diferenţelor de presiune din relaţia (4) cu R şi rapoartele

$$\frac{4\,\alpha_3 D}{\alpha_1 d_1^2} = \beta \quad \text{şi} \quad \frac{4\,\alpha_3 D}{\alpha_2 d_2^2} = \varepsilon$$

în care d_1 şi d_2 sînt respectiv diametrele interioare ale duzelor de intrare şi de măsurare ; α_1, α_2 şi α_3 — coeficienţii de debit pentru curgerea respectiv prin duza de intrare, prin cea de măsurare şi prin interstiţiu.

Se obţine în final relaţia :

$$R = \frac{p_2 - p_4}{p_1 - p_4} = \frac{1 + \varepsilon^2 z^2}{1 + (\beta^2 + \varepsilon^2) z^2} \tag{6}$$

Curbele de variaţie a lui R pentru diferite valori ale lui β şi z şi pentru $\varepsilon = 1{,}33$ sînt prezentate în figura 5.

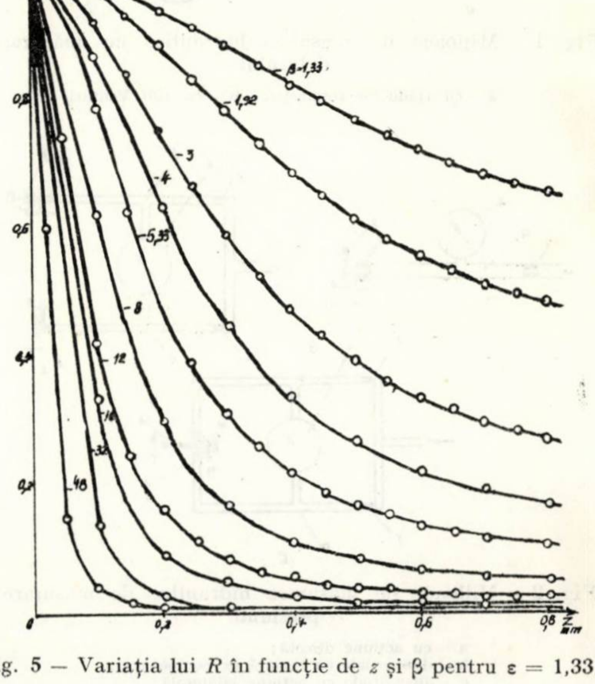


Fig. 5 — Variaţia lui R în funcţie de z şi β pentru $\varepsilon = 1{,}33$.

Coordonatele punctului de inflexiune al curbei vor fi :

$$R = 1 - \frac{\beta^2}{4(\beta^2 + \varepsilon^2)} \quad \text{şi} \quad z = \frac{1}{\sqrt{3(\beta^2 + \varepsilon^2)}} \tag{7}$$

Considerînd $p_4 = 0$ (presiunea atmosferică), presiunea de măsurare p_2 capătă expresia

$$p_2 = p_1 \frac{1 + \varepsilon^2 z^2}{1 + (\beta^2 + \varepsilon^2) z^2} \tag{8}$$

Sensibilitatea sistemului este

$$S = \frac{dp^2}{dz} = p_1 \frac{-2z\,\beta^2}{[1 + (\beta^2 + \varepsilon^2) z^2]^2} \tag{9}$$

Se poate remarca că odată cu creşterea presiunii de alimentare p_1, lucru realizabil în cazul lichidelor, creşte şi sensibilitatea sistemului respectiv. În acelaşi timp presiunea p_1 trebuie să fie riguros constantă, în caz contrar putînd afecta rezultatele măsurării.

Pentru cazul în care $\beta^2 \gg \varepsilon^2$ şi $\varepsilon^2 z^2$ este neglijabil, se pot utiliza relaţiile :

$$R = \frac{1}{1 + \beta^2 z^2} = \frac{1}{1 + 16\left(\frac{\alpha_3}{\alpha_1}\right)^2 \frac{D^2}{d_1^4} z^2} \tag{10}$$

cu coordonatele punctului de inflexiune $z = \frac{1}{\beta\sqrt{3}}$ şi $R = \frac{3}{4}$.

Relaţia (10) este similară cu cea întîlnită la sistemele pneumatice la care în locul diametrului D se foloseşte diametrul d_2.

În cazul în care mijlocul de măsurare hidraulic este indicator, caracteristica de scală care se adoptă liniară trece prin punctul de inflexiune şi este fie tangentă la curbă fie secantă.

Eroarea teoretică de indicaţie — în cazul în care caracteristica de scală este tangentă la caracteristică — are expresia :

$$\Delta R = \left[1 + \frac{\beta^2}{\beta^2 + \varepsilon^2} - \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{\beta^2}{\beta^2 + \varepsilon^2}\right] - \left[\frac{1 + \varepsilon^2 z^2}{1 + (\beta^2 + \varepsilon^2) z^2}\right] \tag{11}$$

În cazul mijlocului de măsurare diferenţial cu acţiune bilaterală, schema dispunerii rezistenţelor este prezentată în figura 6. În general duzele de intrare şi de măsurare din cele două ramuri se iau egale între ele. Se poate din această cauză considera că parametrii β şi ε sînt aceeaşi pentru ambele ramuri.

Se poate scrie sistemul

$$R = \frac{p_2 - p_4}{p_1 - p_4} = \frac{1 + \varepsilon^2 z^2}{1 + (\beta^2 + \varepsilon^2) z^2}$$

$$R' = \frac{p_2' - p_4'}{p_1' - p_4'} = \frac{1 + \varepsilon^2 z^2}{1 + (\beta^2 + \varepsilon^2) z'^2} \tag{12}$$

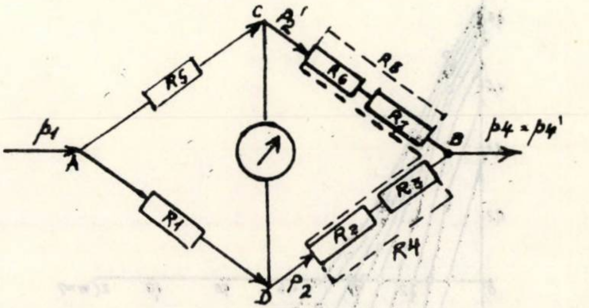


Fig. 6 — Dispunerea rezistenţelor hidraulice pentru un sistem diferenţial cu acţiune bilaterală.

Se consideră $z' = h - z$
unde $h = h' - a$ în care
h' este distanţa dintre suprafeţele frontale ale celor două duze de măsurare ;
a — grosimea paletei ;
Se consideră că $p_1 = p_1'$ şi $p_4 = p_4'$.

Se scad membru cu membru relaţiile din sistemul (12) şi se notează raportul diferenţelor de presiune cu D.

$$D = \frac{p_2 - p_2'}{p_1 - p_4} = \frac{\beta^2 (h - 2z)\, h}{[1 + (\beta^2 + \varepsilon^2) z^2][1 + (\beta^2 + \varepsilon^2)(h - z)^2]} \tag{13}$$

Caracteristica $D = f(z)$ este prezentată în figura 7.

Din raportul D se poate calcula diferenţa de presiune $p_2 - p_2'$ ce se măsoară cu instrumentul diferenţial. Pentru $p_4 =$ patru $=0$, diferenţa de presiune este

$$p_2 - p_2' = p_1 D$$

Sensibilitatea sistemului diferenţial este dată de relaţia

$$S = p_1 \frac{dD}{dz} = p_1 \frac{A}{B} \tag{14}$$

în care A şi B au expresiile

$$A = 2h\beta^2 \{-1 + (h - z)(h - 2z) - (\beta^2 + \varepsilon^2)(h - z)[h - (h - 2z) z^2] - (\beta^2 + \varepsilon^2)^2 z (2z - 3z)(h - z)^2\}$$

$$B = [1 + (\beta^2 + \varepsilon^2) z^2]^2 [1 + (\beta^2 + \varepsilon^2)(h - z)^2]^2$$

Caracteristica de scală în cazul în care este liniară trece prin punctul de inflexiune al curbei $D = f(z)$ cu coordonatele $(0, h/2)$, fiind tangentă sau secantă la curbă.

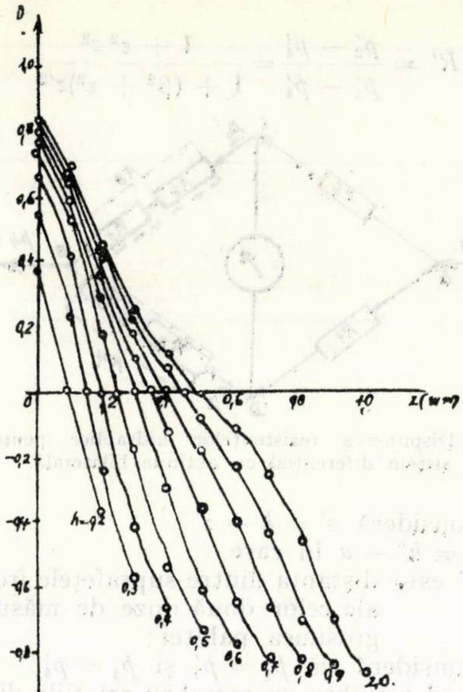


Fig. 7 — Variaţia lui D în funcţie de z şi h pentru $\varepsilon = 1{,}33$ şi $\beta = 4$.

Eroarea teoretică în cazul caracteristicii de scală tangentă la curbă în punctul de inflexiune are expresia

$$\Delta D = h\beta^2(h - 2z)\left\{\frac{1}{[1 + (\beta^2 + \varepsilon^2)z^2]\,[1 + (\beta^2 + \varepsilon^2)\,(h - z)^2]} - \frac{1}{\left[1 + (\beta^2 + \varepsilon^2)\dfrac{h^2}{4}\right]^2}\right\} \tag{15}$$

La sistemele de măsurare diferenţiale cu ramură de reglare (compensare) trebuie să se ţină seama de faptul că reglarea la zero, prin reglarea interstiţiului cu şurubul de reglare, se face **înaintea** începerii măsurării propriu-zise, acest interstiţiu rămînînd constant pe toată durata măsurării. În acest caz este valabil sistemul (12) considerat constructiv simetric şi la care se ţine seama că în timpul măsurării $z' =$ constant, adică $R_5 = C$ este constant.

Scăzînd membru cu membru din nou relaţiile (12), rezultă

$$D_i = \frac{p_2 - p_2'}{p_1 - p_4} = \frac{1 + \varepsilon^2 z^2)}{1 + (\beta^2 + \varepsilon^2)z^2} - C = R - C \tag{16}$$

Rezultă că variaţia lui D_i este de tip R, deci similară cu cea a sistemelor cu acţiune directă dar translatată cu o valoare constantă C ce depinde de reglarea prealabilă.

Pentru alegerea corespunzătoare a presiunii de lucru stă la dispoziţia mijloacelor de măsurare hidraulică gama largă de presiuni folosite în mod curent la acţionarea hidrostatică a maşinilor-unelte sau gama mai restrînsă de la sistemele de răcire sau ungere.

Pentru realizarea unei independenţe a funcţionării sistemelor de măsurare hidraulice de temperatură, pe lîngă utilizarea sistemelor diferenţiale se pot folosi pentru curgerile în duze regimuri de curgere pentru care $Re \geqslant 600$. Experimentările făcute [1] ca şi datele existente [3] au demonstrat că pentru aceste valori, coeficientul de debit α nu mai variază cu Re, rămînînd aproximativ constant, deci independent şi de temperatură.

BIBLIOGRAFIE

1. *Micu, C.* Mijloace hidraulice pentru controlul dimensiunilor pieselor pe maşini-unelte. Teză de doctorat.
2. *Micu, C.* Teoria sistemelor de măsurare hidraulice. Comunicare la sesiunea ştiinţifică a Institutului politehnic Bucureşti, decembrie 1972.
3. *Lewis, E. şi Stern, H.* Sisteme automate hidraulice. Editura tehnică, Bucureşti, 1968.
4. *Leşcenko, V. A.* Ghidravliceski sledịaşcih privod v maşinostroenii, Moskva, 1968.

◆

CZ. 620.191.35 :535.822.92

Metode şi aparate optice pentru determinarea rugozităţii pieselor prelucrate. Stereomicroscop de comparare

Ing. Liviu **ILIESCU**
Întreprinderea optică română (I.O.R.) – Bucureşti

Metodele şi aparatele optice pentru determinarea rugozităţii pieselor prelucrate au făcut obiectul unor lucrări de cercetare la I.O.R., ajungînd la realizarea unui model experimental de stereomicroscop de comparare. Iniţial preocupările au fost îndreptate către determinările rugozităţii suprafeţelor şi apoi s-a constatat posibilitatea extinderii folosirii stereomicroscopului de comparare şi la alte domenii. Preocupările s-au extins în ideea perfecţionării metodelor de comparare prin folosirea unor imagini stereoscopice mărite ale obiectelor atît direct cît şi prin intermediul fotografiei*.

Compararea stereoscopică oferă informaţii suplimentare care conduc la determinări utile în cazul în care trebuie să se caracterizeze obiecte sau elementele unor obiecte care se definesc prin parametri complecşi. Schemele de comparare se prezintă în figura 2.

În cazul *a* etalonul sau obiectul de comparat are dimensiuni relativ mici, astfel încît poate fi aşezat pe masa aparatului destinată obiectelor etalon.

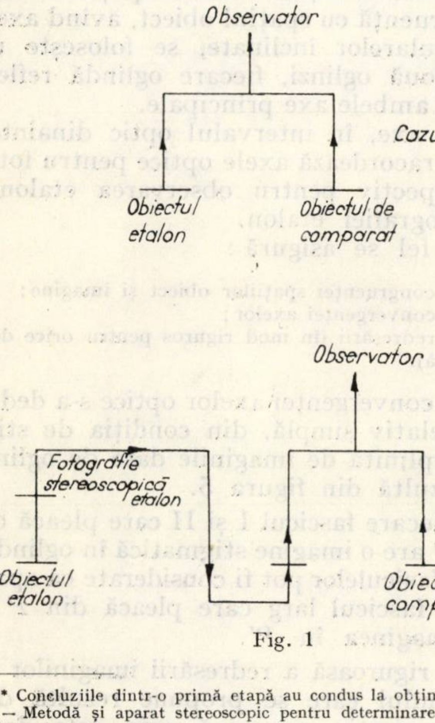


Fig. 1

În cazul *b* se foloseşte fotografie etalon, care poate să reprezinte şi elemente din obiecte foarte mari.

Particularităţile în cazul determinărilor de rugozitate

Domeniul metodelor şi aparatelor pentru determinarea rugozităţii suprafeţelor este vast, iar aparatura de înregistrare prin palpare folosind mijloace electrice a întrecut calitativ în multe privinţe aparatura optică, ocupînd astăzi o poziţie preponderentă.

Se mai discută încă următoarele aspecte :

— folosirea mijloacelor în ateliere ;

— determinarea rugozităţii în legătură cu scopul funcţional (stabilirea unei legături certe între mărimile care definesc rugozitatea şi reproductibilitatea funcţională).

Luînd în considerare aceste aspecte se mai folosesc încă etaloane fizice pentru compararea cu ochiul liber.

Maşinile şi aparatele au caracteristici care depind funcţional de rugozitatea suprafeţei pieselor componente legate de interacţiuni ca :

— uzarea suprafeţelor în contact şi mişcare ;
— repartiţia neomogenă a tensiunilor ;
— rigiditatea asamblărilor ;
— calitatea etanşărilor ;
— rezistenţa la coroziuni.

Se pot da exemple în care definiţiile actuale ale rugozităţii nu caracterizează modul funcţional al suprafeţelor. De exemplu, din figura 2 rezultă o comportare diferită a suprafeţelor faţă de sensul efortului principal şi nu se cunosc

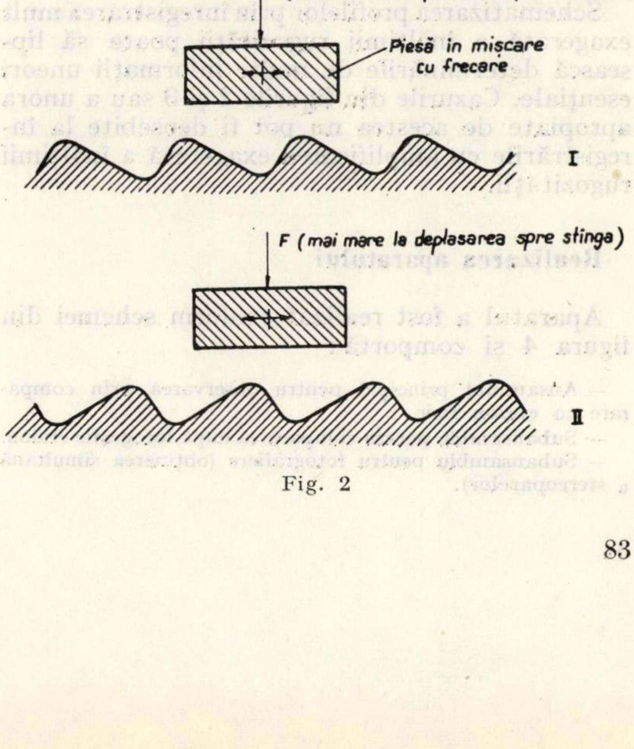

F (mai mare la deplasarea spre stînga)
Piesă în mişcare cu frecare
I
F (mai mare la deplasarea spre stînga)
II

Fig. 2

---

* Concluziile dintr-o primă etapă au condus la obţinerea brevetului :

— Metodă şi aparat stereoscopic pentru determinarea rugozităţii suprafeţelor pieselor uzinate

— Brevet OSIM nr. 50.844

— Cu acelaşi titlu s-au obţinut brevetele :

— Brevet Anglia nr. 1.203.640
— Brevet S.U.A. nr. 3.580.682
— Brevet Austria nr. 296.641.

Brevetul obţinut în Anglia este menţionat în revista "Optics and Laser Technology" vol. 3, nr. 1, februarie 1971.

definiţii ale rugozităţii care să deosebească primul caz de al doilea.

Rugozităţile cu profilele I şi II din figura 3 nu se deosebesc în cadrul criteriilor R_z şi R_a (înălţimea rugozităţii şi înălţimea medie a rugozităţii), deşi funcţional au comportări diferite, dar se deosebesc prin distanţa liniei medii de la vîrfurile rugozităţii sau prin coeficientul de umplere.

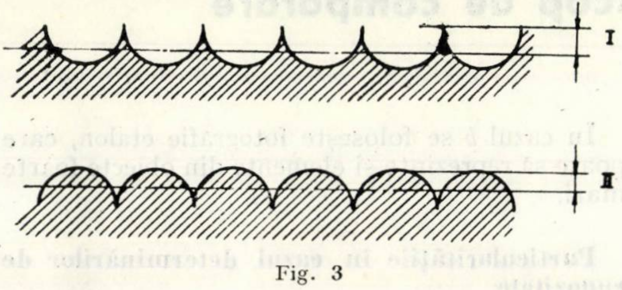


Fig. 3

Încercările noastre şi metoda propusă se referă la folosirea de etaloane fizice sau fotografiate, stabilite cu ocazia pregătiri fabricaţiei şi încercărilor de tip, care cu ajutorul microscopului comparator mijlocesc menţinerea în procesul de fabricaţie a regimurilor tehnologice de lucru, încît să rezulte acele suprafeţe care funcţional s-au dovedit corespunzătoare. De la caz la caz în paralel se pot folosi notaţiile uzuale şi verificările de laborator pentru un procent din lotul de piese.

Domeniul de folosire al aparatului şi metodei este limitat la înălţimi minime de rugozitate avînd R_z 1μ m, iar pentru măsurări de suprafeţe interioare este limitat de spaţiul în care se poate introduce o oglindă pentru observarea suprafeţelor cu orientări diferite faţă de axele optice ale aparatului.

În prezent se fac încercări pentru micşorarea limitelor.

Aparatul îndeplineşte condiţia pentru redarea ortoscopică şi congruentă a spaţiului, respectiv obţinerea sistemului de referinţă mărit proporţional, avînd aceeaşi orientare a axelor.

Schematizarea profilelor prin înregistrarea mult exagerată a înălţimii rugozităţii poate să lipsească determinările de multe informaţii uneori esenţiale. Cazurile din figurile 2 şi 3 sau a unora apropiate de acestea nu pot fi deosebite la înregistrările cu amplificarea exagerată a înălţimii rugozităţii.

Realizarea aparatului

Aparatul a fost realizat conform schemei din figura 4 şi comportă :

- Ansamblul principal pentru observarea prin comparare cu etalon fizic.
- Subansamblu pentru compararea după fotografie etalon.
- Subansamblu pentru fotografiere (obţinerea simultană a stereoparelor).

S-a ales ca schemă de principiu stereoscopul cu axe convergente cu care se pot obţine praguri stereoscopice minime.

Pentru realizarea aparatului a fost necesar să se creeze o schemă optică avînd încă două axe optice duble racordate la axele de bază, fapt care a particularizat construcţia prin unele soluţii originale.

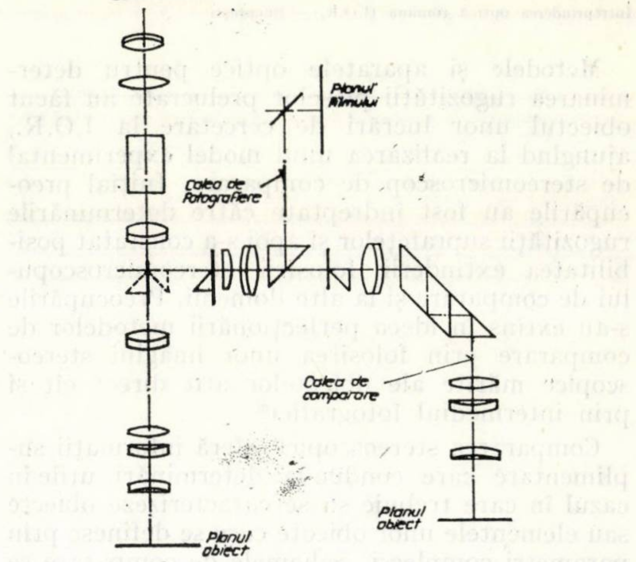


Fig. 4

Astfel, pentru a obţine redarea spaţiului imagine în congruenţă cu spaţiul obiect, avînd axele tuburilor ocularelor înclinate, se foloseşte un sistem de două oglinzi, fiecare oglindă reflectînd pe rînd ambele axe principale.

La aceste axe, în intervalul optic dinaintea oglinzilor se racordează axele optice pentru fotografiere, respectiv pentru observarea etalonului sau fotografiei etalon.

În acest fel se asigură :

- păstrarea congruenţei spaţiilor obiect şi imagine ;
- păstrarea convergenţei axelor ;
- păstrarea redresării (în mod riguros pentru orice deschidere pupilară).

Păstrarea convergenţei axelor optice s-a dedus pe o cale relativ simplă, din condiţia de stigmatism îndeplinită de imaginile date de oglinzi aşa cum rezultă din figura 5.

Evident fiecare fascicul I şi II care pleacă de la punctul P are o imagine stigmatică în oglindă, dar şi axele fasiculelor pot fi considerate ca aparţinînd unui fascicul larg care pleacă din P şi care are imaginea în P'.

Păstrarea riguroasă a redresării imaginilor în cazul sistemului care se propune rezultă din faptul că proiecţia succesivă prin cele două oglinzi care frîng axele tuburilor ocularelor păstrează proprietăţile stereomicroscoapelor clasice care au axele tuburilor ocularelor în direcţia axelor obiectivelor.

De exemplu, microscoapele stereomicroscopice cu tuburile ocularelor în convergență și înclinate, folosind pentru frîngerea axelor și redresare prisme cu acoperiș, nu păstrează redresarea pentru orice deschidere interpupilară și de aceea se obțin redări distorsionate ale spațiului, neadmise în cazul folosirii aparatului ca instrument de măsură. Aceste distorsionări se pot exprima cu o aproximație suficientă prin relația

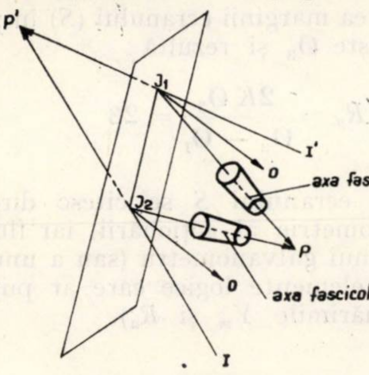


Fig. 5

$$\varepsilon = \frac{\varnothing \Gamma_m \cdot \mathrm{tg} \cdot \rho}{2 \,\mathrm{tg}\, \alpha}$$

unde :

ε este modificarea vectorului în înălțime la marginea cîmpului față de centru, în spațiul imagine.
Φ — cîmpul liniar în planul obiect
ρ — abaterea unghiulară de la redresarea imaginii
qα — unghiul de convergență între axele optice ale obiectivelor microscopului
Γ_m — grosismentul microscopului.

În fază preliminară s-a studiat posibilitatea transformării sistemului într-un microscop Linik-Schmaltz prin folosirea axei I pentru observare și a axei II pentru proiectarea fantei, prin adaptarea în locul obiectivelor stereomicroscopului a unui sistem de două obiective înclinate la 45° și cîte două oglinzi pentru racordarea la axele stereomicroscopului (fig. 6).

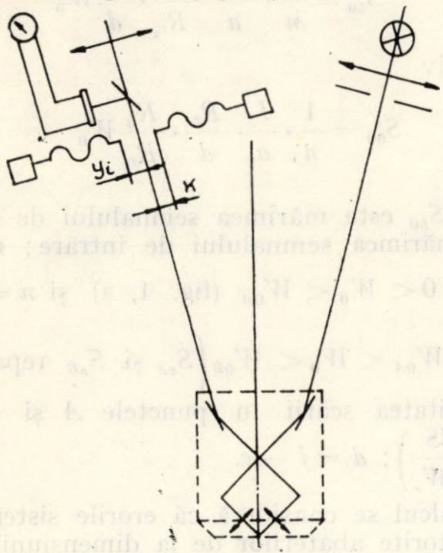


Fig. 6

Observarea este monoculară și în planul ocularului se introduce un sistem de două ecrane cu care se realizează o fantă reglabilă.

Aparatul permite în acest fel fotografierea profilului proiectat al rugozității și apoi compararea lui cu fotografia executată, care se transformă în fotografie etalon.

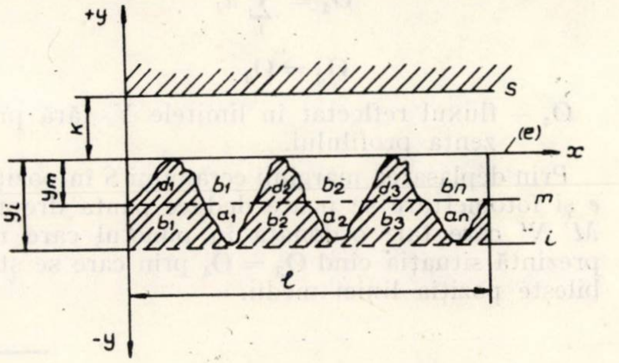


Fig. 7

Pe de altă parte fanta reglabilă din planul imagine al obiectivului permite — prin fotometrare succesivă — aflarea următoarelor mărimi :

- adîncimea liniei medii Y_m,
- coeficientul de umplere,
- înălțimea medie R_a,
- înălțimea rugozității R_z (prin măsurare directă).

În figura 7 linia S reprezintă poziția marginii reglabile a fantei din ocular care poate ocupa succesiv poziția la distanța K de linia exterioară a profilului e care se confundă cu abscisa x și

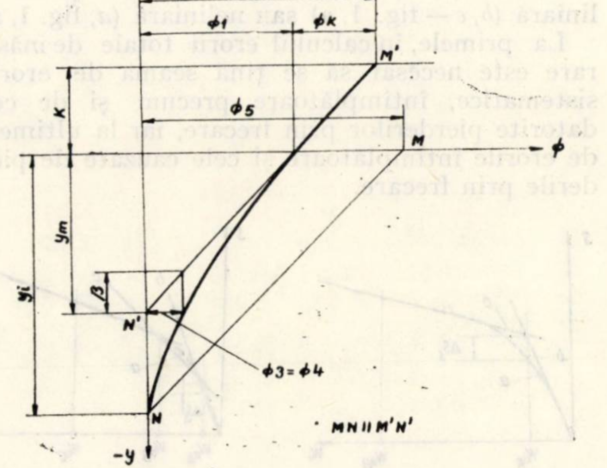


Fig. 8

apoi poziția liniei interioare a profilului i la distanța Y, unde se măsoară fluxul parazit.

Din figura 8 rezultă :

$$\varnothing_1 = \sum_1^n (a_i + b_i)$$

$$\varnothing_2 = \varnothing_1 + \varnothing_k$$

$$\varnothing_3 = \sum_1^n a_j$$

$$\varnothing_4 = \sum_1^n d_j$$

$$\varnothing_3 = \varnothing_4$$

$\varnothing_4$ — fluxul reflectat în limitele Y_i fără prezenţa profilului.

Prin deplasarea marginii ecranului S în poziţie e şi fotometrare se poate deduce panta dreptei $M'\,N'$ care taie ordonata în punctul care reprezintă situaţia cînd $\varnothing_3 = \varnothing_4$ prin care se stabileşte poziţia liniei medii.

Se deduce :

$$\left| Y_m = \frac{K\varnothing_1}{\varnothing_2 - \varnothing_1} \right.$$

Prin aşezarea marginii ecranului (S) în poziţia Y_m se citeşte $\varnothing_3$ şi rezultă :

$$R_a = \frac{2K\,\varnothing_3}{\varnothing_2 - \varnothing_1} = 2\beta$$

Deplasările ecranului S se citesc direct la şurubul micrometric al acţionării, iar fluxurile cu ajutorul unui galvanometru (sau a unui amplificator cu elemente logice care ar putea să dea direct mărimile Y_m şi R_a).

* * *

CZ. 531.7 :681.2—585.176

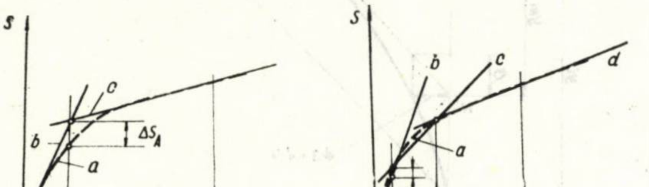
Asupra preciziei mecanismelor de amplificare cu sensibilitate în trepte, din aparatele de măsurat

Prof. dr. ing. Traian **DEMIAN**; şef. lucr. dr. ing. Tudor **DUMITRU**; asistent ing. Eugen Octavian **CURATU**
Institutul politehnic – Bucureşti

La aparatele de măsurat cu mecanisme de amplificare avînd sensibilitate în trepte [1], erorile de măsurare au o pondere însemnată atunci cînd caracteristicile scărilor sînt liniare. Admiţînd caracteristicile b, c (fig. 1, a) respectiv b, c, d (fig. 1, b), deplasarea S a indicatorului se abate cu eroarea ΔS.

Distribuţia diviziunilor în aparate poate fi liniară (b, c — fig. 1, a) sau neliniară (a, fig. 1, a).

La primele, în calculul erorii totale de măsurare este necesar să se ţină seama de erorile sistematice, întîmplătoare, precum şi de cele datorite pierderilor prin frecare, iar la ultimele, de erorile întîmplătoare şi cele cauzate de pierderile prin frecare.



a. b.

Fig. 1

În ambele situaţii se pot utiliza mecanisme cu pîrghii şi roţi sau mecanisme pîrghii-camă şi roţi. Sînt preferate mecanismele cu pîrghii şi roţi, pentru că ele, constructiv, se obţin mai uşor. De aceea, în cele ce urmează se prezintă metodologia de calcul a erorilor sistematice pe care le introduc aceste mecanisme.

Considerînd pentru calcul mecanismele a căror schemă cinematică este prezentată în figura 2, se va presupune că scara are o caracteristică liniară, în trepte, căreia îi corespunde un mecanism cu culisă oscilantă urmat sau precedat de mecanismul cu roţi.

Pentru cele două mecanisme (fig. 2,a şi fig. 2, b), *legile de propagare* a semnalului sînt :

$$S_{50} = \frac{1}{n} \cdot \frac{R_{r_1}}{a} \cdot \frac{l}{R_{r_2}} \cdot \frac{R_3}{d} W_0 \qquad (1)$$

respectiv

$$S_{50} = \frac{1}{n} \cdot \frac{l}{a} \cdot \frac{R_{r_1}}{d} \cdot \frac{R_3}{R_{r_2}} W_0 \qquad (2)$$

unde : S_{50} este mărimea semnalului de ieşire; W_0 — mărimea semnalului de intrare; $n = 1$, pentru $0 < W_0 < W_{0A}$ (fig. 1, a) şi $n = \frac{S_{eA}}{S_{eB}}$ pentru $W_{0A} < W_0 < W_{0B}$ $\Big($$S_{eA}$ şi S_{eB} reprezintă sensibilitatea scării în punctele A şi B iar $S_e = \frac{dS}{dW_e}\Big)$; $d = l - c$.

În calcul se consideră că erorile sistematice sînt datorite abaterilor de la dimensiunile calculate ale elementelor [2].

Pentru cazurile considerate, pentru aceste erori prin calcul am stabilit următoarele relaţii :

— pentru varianta din figura 2 a) ;

$$\Delta' d = d - \frac{l\, i_a \dfrac{W_0}{a}}{\text{arc tg}\,\dfrac{\sin i_a \dfrac{W_0}{a}}{\pm\cos i_a \dfrac{W_0}{a} - \lambda}} \qquad (3)$$

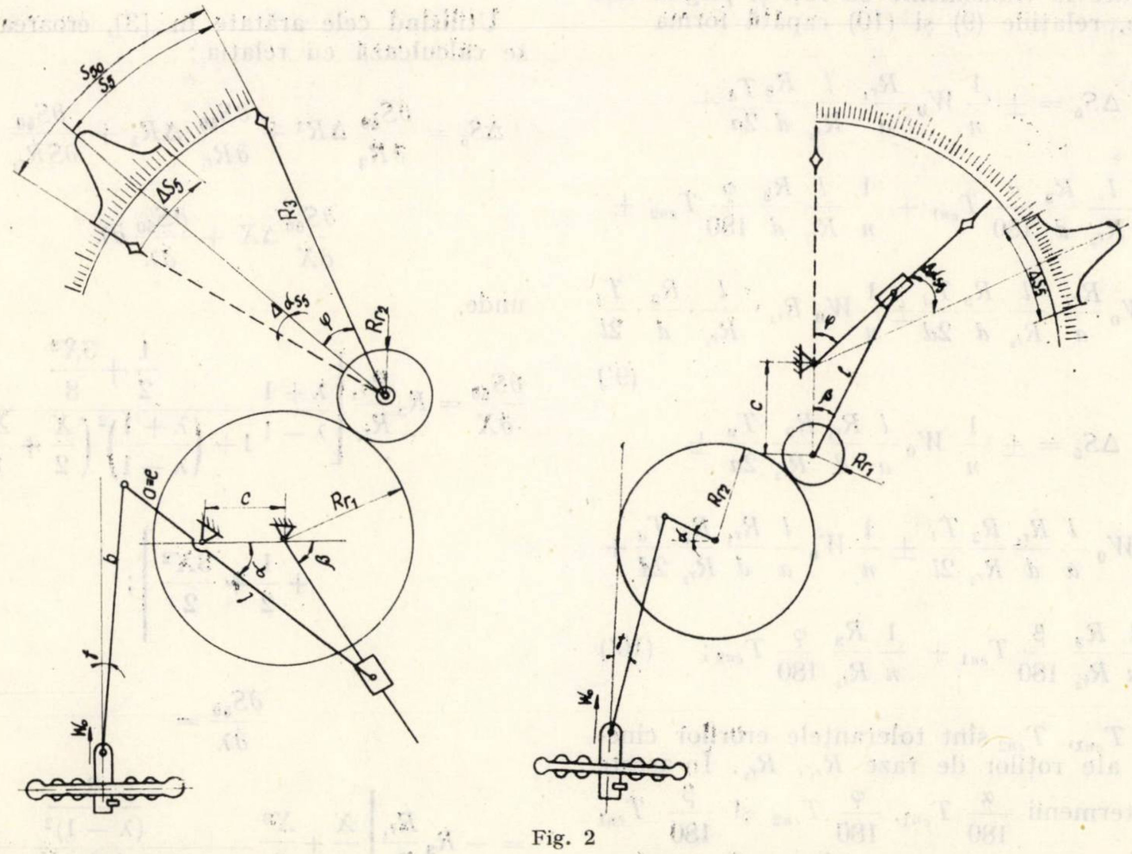


Fig. 2

— pentru varianta din figura 2 b,

$$\Delta' d = d - \frac{l \dfrac{W_0}{a}}{\text{arc tg}\,\dfrac{\sin \dfrac{W_0}{a}}{\cos \dfrac{W_0}{a} - \lambda}} \qquad (4)$$

unde : $i_a = \dfrac{R_{r_1}}{R_{r_2}}$ este raportul de transmitere al amplificatorului cu roţi ; $\lambda = c/l$.

Utilizînd datele prezentate în [2], asimetria erorii limită $\Delta\alpha_{S5}$ se va deetrmina astfel :

$$R_3\,\Delta\alpha_{S5} = \frac{W_0}{n}\left[\frac{R_{r_1}}{a'}\,\frac{l'}{R_{r_2}}\,\frac{R'_3}{d'} - \frac{R_{r_1}}{a}\,\frac{l}{R_{r_2}}\,\frac{R_3}{d}\right] \qquad (5)$$

$$R_3\,\Delta\alpha_{S5} = \frac{W_0}{n}\left[\frac{l'}{a'}\,\frac{R_{r_1}}{d'}\,\frac{R_3}{R'_{r_2}} - \frac{l}{a}\,\frac{R_{r_1}}{d}\,\frac{R_3}{R_{r_2}}\right] \qquad (6)$$

unde dimensiunea (N'), notată cu prim are forma :

$$N' = N \pm \frac{T}{2} + E_S \qquad (7)$$

în care N este cota nominală calculată a dimensiunii ; T — toleranţa acestei cote (în care sînt înglobate jocurile din cuple şi abaterile datorite variaţiilor de temperatură) ; E_S — eroarea sistematică. Particularizînd relaţia (7) pentru mecanismele din figura 2, rezultă :

$$a' = a + \frac{T_a}{2} + \Delta a' ; \quad d' = d + \frac{T_d}{2} + \Delta d' ;$$

$$l' = l + \frac{T_l}{2} \qquad (8)$$

$$\Delta R_3 \approx 0 ; \; \Delta a' \approx -\frac{a^2}{W_0}\left(\frac{W_0}{a} - \text{arc sin}\,\frac{W_0}{a}\right)$$

Eroarea limită se obţine conform indicaţiilor date în [3] cu relaţia :

— pentru varianta din figura 2 a

$$\Delta S_5 = \frac{1}{n} W_0 \frac{R_{r_1}}{a}\,\frac{l}{R_{r_2}}\,\frac{R_3}{d}\left[\pm\frac{\Delta R_{r_1}}{R_{r_1}} \pm \frac{\Delta a}{a} \pm \frac{\Delta l}{l} \pm \right.$$

$$\left. \pm \frac{\Delta R_{r_2}}{R_{r_2}} \pm \frac{\Delta R_3}{R_3} \pm \frac{\Delta d}{d}\right] \qquad (9)$$

— pentru varianta din figura 2 b :

$$\Delta S_5 = \frac{1}{n} W_0 \frac{l}{a} \frac{R_{r_1}}{d} \frac{R_3}{R_{r_2}} \left[\pm \frac{\Delta l}{l} \pm \frac{\Delta a}{a} \pm \pm \frac{\Delta R_{r_1}}{R_{r_1}} \pm \frac{\Delta d}{d} \pm \frac{\Delta R_3}{R_3} \pm \frac{\Delta R_{r_2}}{R_{r_2}} \right] \quad (10)$$

Folosind acum indicațiile de calcul din [2] referitoare la transmisiile cu roți și pîrghii din aparate, relațiile (9) și (10) capătă forma

$$\Delta S_5 = \pm \frac{1}{n} W_0 \frac{R_{r_1}}{a} \frac{l}{R_{r_2}} \frac{R_3}{d} \frac{T_a}{2a} + + \frac{1}{n} \frac{l}{R_{r_2}} \frac{R_3}{d} \frac{\alpha}{180} T_{cn1} + \frac{1}{n} \frac{l}{R_{r_2}} \frac{R_3}{d} \frac{\varphi}{180} T_{cn2} \pm \pm \frac{1}{n} W_0 \frac{R_{r_1}}{a} \frac{l}{R_{r_2}} \frac{R_3}{d} \frac{T_d}{2d} \pm \frac{1}{n} W_0 R_{r_2} \cdot \frac{l}{R_{r_2}} \cdot \frac{R_3}{d} \cdot \frac{T_l}{2l} \quad (9')$$

$$\Delta S_5 = \pm \frac{1}{n} W_0 \frac{l}{a} \frac{R_{r_1}}{d} \frac{R_3}{R_{r_2}} \frac{T_a}{2a} \pm \pm \frac{1}{n} W_0 \frac{l}{a} \frac{R_{r_1}}{d} \frac{R_3}{R_{r_2}} \frac{T_l}{2l} \pm \frac{1}{n} W_0 \frac{l}{a} \frac{R_{r_1}}{d} \frac{R_3}{R_{r_2}} \frac{T_d}{2d} + + \frac{1}{n} \frac{R_3}{R_{r_2}} \frac{\beta}{180} T_{cn1} + \frac{1}{n} \frac{R_3}{R_{r_2}} \frac{\varphi}{180} T_{cn2}; \quad (10')$$

unde : T_{cn1}, T_{cn2} sînt toleranțele erorilor cinematice ale roților de raze R_{r_1}, R_{r_2}. În aceste relații termenii $\frac{\alpha}{180} T_{cn1}$, $\frac{\varphi}{180} T_{cn2}$ și $\frac{\beta}{180} T_{cn1}$ se înlocuiesc cu T_{cn1}, T_{cn2} dacă $\left(\frac{\alpha}{180}, \frac{\beta}{180}, \frac{\varphi}{180}\right) \geqslant \geqslant 180$; parametrul $n = 1$, pentru $0 < W_0 < W_{0A}$ și $n = \frac{S_{eA}}{S_{eB}}$ pentru $W_{0A} < W_0 < W_{0B}$.

Dacă se ia în considerare și lungimea elementului b, erorile acestuia pot fi considerate cu suficientă aproximație ca o variație a lui W_0 ($W_0 \cos\gamma = \Delta b = T_b \approx \Delta W_0$), deci ecuațiile (9′) și (10′) vor fi completate cu termenii

$$\pm \frac{1}{n} W_0 \frac{R_{r_1}}{a} \frac{l}{R_{r_2}} \frac{R_3}{d} \frac{T_b}{2W_0}, \text{ și respectiv}$$

$$\pm \frac{1}{n} W_0 \frac{l}{a} \frac{R_{r_1}}{d} \frac{R_3}{R_{r_2}} \frac{T_b}{2W_0}.$$

La aparatele de măsurat cu caracteristică neliniară legea de deplasare a indicatorului pentru valori mici ale lui α ($\alpha < 45°$), se determină cu ecuația :

$$S_{50} = R_3 \frac{R_{r_1}}{R_{r_2}} \left[\operatorname{arc\,tg} \frac{\lambda+1}{\lambda-1} \left(\frac{X}{2} + \frac{X^3}{8} \right) + \frac{X}{2} + \frac{X^3}{2} \right] \quad (11)$$

unde $X = \frac{W_0}{a}$ și $\lambda = l/c$.

Utilizînd cele arătate în [3], eroarea limită se calculează cu relația :

$$\Delta S_5 = \frac{\partial S_{50}}{\partial R_3} \Delta R^3 + \frac{\partial S_{50}}{\partial R_{r_1}} \Delta R_1 + \frac{\partial S_{50}}{\partial S R_{r_2}} \Delta R_2 + \frac{\partial S_{50}}{\partial X} \Delta X + \frac{\partial S_{50}}{\partial \lambda} \partial \lambda \quad (12)$$

unde,

$$\frac{\partial S_{50}}{\partial X} = R_3 \frac{R_{r_1}}{R_{r_2}} \left[\frac{\lambda+1}{\lambda-1} \frac{\frac{1}{2} + \frac{3X^2}{8}}{1 + \left(\frac{\lambda+1}{\lambda-1}\right)^2 \left(\frac{X}{2} + \frac{X^3}{8}\right)^2} + + \frac{1}{2} + \frac{3X^2}{2} \right]; \quad (13)$$

$$\frac{\partial S_{50}}{\partial \lambda} = = - R_3 \frac{R_{r_1}}{R_{r_2}} \left[\frac{X}{} + \frac{X^3}{8} \frac{\frac{2}{(\lambda-1)^2}}{1 + \left(\frac{\lambda+1}{\lambda-1}\right)^2 \left(\frac{X}{2} + \frac{X^3}{8}\right)^2} \right]; \quad (14)$$

$$\frac{\partial S_{50}}{\partial R_3} = \frac{R_{r_1}}{R_{r_2}} \left[\operatorname{arc\,tg} \frac{\lambda+1}{\lambda-1} \left(\frac{X}{2} + \frac{X^3}{8} \right) + \frac{X}{2} + \frac{X^3}{-} \right]; \quad (15)$$

$$\frac{\partial S_{50}}{\partial R_{r_1}} = \frac{R_3}{R_{r_2}} \left[\operatorname{arc\,tg} \frac{\lambda+1}{\lambda-1} \left(\frac{X}{2} + \frac{X^3}{8} \right) + \frac{X}{2} + \frac{X^3}{2} \right]; \quad (16)$$

$$\frac{\partial S_{50}}{R_{r_2}} = - - \frac{R_3 R_{r_1}}{R_{r_2}^2} \left[\operatorname{arc\,tg} \frac{\lambda+1}{\lambda-1} \left(\frac{X}{2} + \frac{X^3}{8} \right) + \frac{X}{2} + \frac{X^3}{2} \right]; \quad (17)$$

în care :

$$\Delta X \approx \mathrm{d}X = d\left(\frac{W_0}{a}\right) = \frac{a\,\mathrm{d}W_0 - W_0\,d\iota}{a^2} \approx$$

$$\approx \frac{T_b}{a} - \frac{W_0\,T_a}{a^2}; \qquad (18)$$

$$\Delta\lambda \approx d\lambda = \lambda\left(\frac{dc}{c} - \frac{dl}{l}\right) = \lambda\left(\frac{T_c}{c} - \frac{T_l}{l}\right); \qquad (19)$$

$$\Delta R_3 = T_{R_3};$$

$$\Delta R_{r_1} = \frac{1}{W_0}\,d\,\frac{a}{l}\,\frac{\beta}{180}\,T_{cn1}; \qquad (20)$$

$$\Delta R_{r_2} = \frac{1}{W_0}\,d\,\frac{a}{l}\,\frac{\varphi}{180}\,T_{cn2}. \qquad (21)$$

Calculele sînt similare şi pentru varianta constructivă din figura 3 b. Deşi aceste calcule sînt laborioase, soluţiile se pot obţine uşor utilizînd maşinile de calcul.

Deci, aplicată mecanismelor din figura 2, metoda se extinde fără dificultate la toate mecanismele aparatelor de măsură cu sensibilitate în trepte. Această metodă are avantajul că, adoptînd o schemă cinematică şi utilizînd un calcul matematic simplu, concomitent cu sinteza mecanismelor se pot stabili şi erorile de măsurare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, Tr.* ş.a. Sinteza mecanismelor de amplificare cu pîrghii din aparatele de măsură cu sensibilitatea în trepte ; în Buletinul Institutului politehnic din Bucureşti, tom XXXV — nr. 2, Bucureşti, 1973.

[2] *Demian, Tr., Tudor, D.* Influenţa distributelor erorilor asupra preciziei mecanismelor de amplificare din aparate, în "Construcţia de maşini", nr. 12, 1973.

[3] *Demian, Tr.* ş.a. Calculul şi construcţia elementelor de mecanică fină, Editura didactică şi pedagogică, 1972, Bucureşti.

CZ 62–416.001.29

Metode de calcul pentru pelicule subţiri

Ing. asist. Florin CUCU
Institutul politehnic — Bucureşti

I. *Introducere*

Peliculele subţiri reprezintă pe plan mondial un domeniu de vîrf al opticii moderne, iar pe plan intern un domeniu în plină dezvoltare. Ele îşi găsesc aplicaţiile ca straturi antireflexie la oglinzi de înaltă reflectivitate ; la oglinzi reci pentru aparatele de proiecţie, la divizoare de fascicule, filtre, etaloane Gabry-Perot etc. Dar în legătură cu straturile subţiri au mai rămas de rezolvat o serie de probleme, atît de calcul (analiză şi sinteză), cît mai ales de natură tehnologică.

În articolul de faţă se prezintă un algoritm de calcul matricial, prezentînd o serie de avantaje, faţă de alte metodici de calcul.

II. *Metoda de lucru*

Acest calcul se referă la determinarea coeficientului de reflexie R şi a coeficientului de transmisie T.

Propunerile în care se desfăşoară acest calcul sînt următoarele :

- lumina este polarizată liniar ;
- unda incidentă are dimensiuni foarte mari, la fel şi stratul subţire în cauză ;
- atît vectorul cîmpului electric $\overline{E}$ cît şi vectorul cîmpului magnetic $\overline{H}$ este continuu printr-o anumită interfaţă.

Presupunem un pachet de straturi subţiri, avînd indicii de refracţie $n_1 \ldots n_q$, n_0 fiind indicele substratului, iar n_q indicele ultimului strat. Grosimea acestor straturi este $h_0 \ldots h_q$ (fig. 1).

Legea de propagare, de trecere de la un strat la altul, este legea lui SNELL :

$$n_{j+1} \cdot \sin\text{Ø}_{j+1} = n_j \cdot \sin\text{Ø}_j \qquad (1)$$

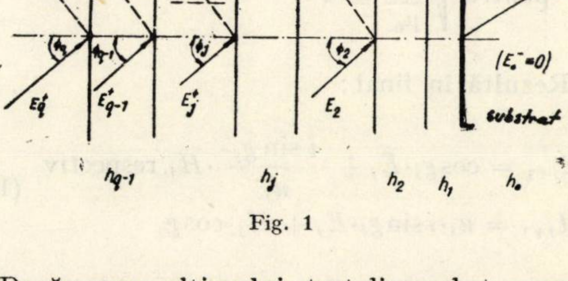


Fig. 1

Dacă asupra ultimului strat din pachet, asupra stratului q incidentează o undă reprezentată prin vectorul E_q^+ sub unghiul Ø_q, atunci o parte din ea se va reflecta E_q^-, iar altă parte va trece la stratul următor conform (relaţiei (1).

Dacă dorim să prindem în calcul efectul polarizării luminii, atunci trebuie tratate separat cele două componente şi anume componenta P

(componenta cu interfață) și componenta S (componenta pe interfață).

$$H_{-}^{(+)} = \pm \sqrt{\frac{\varepsilon_0}{\mu_0}} \cdot u \cdot E^{(\pm)} \left\langle \begin{array}{l} (p)\ u = \dfrac{n}{\cos\varnothing} \\ (s)\ u = n\cos\varnothing \end{array} \right.$$

u fiind un indice de refracție generalizat.

Se consideră un strat oarecare, spre exemplu cel de ordinul j, iar

$n_j \cdot h_j \cdot \cos\varnothing_j$ este grosimea optică efectivă (3)

iar

$$g_j = \frac{2\pi}{\lambda} \cdot n_j h_j \cos\varnothing_j \qquad (4)$$

unde : g_j este diferența de fază datorită trecerii undei prin stratul de ordinul j.

Punînd condiția la limită, așa cum a fost enunțată :

$$(E_{j+1}^{+} + E_{j+1}^{-}) = (E_j^{+} \cdot e^{+ig_j} + E_j^{-} \cdot e^{-ig_j}) \qquad (5)$$

la fel și pentru H :

$$(H_{j+1}^{+} + H_{j+1}^{-}) = (H_j^{+} \cdot e^{+gi_j} + H_j \cdot e^{-ig_j}) \qquad (6)$$

sau (6) se mai poate scrie :

$$u_{j+1}E_{j+1}^{+} - u_{j+1} \cdot E_{j+1}^{-} = u_j E_j^{+} \cdot e^{+ig_j} - u_j E_j^{-} \cdot e^{-ig_j} \qquad (7)$$

Se definește un cîmp total :

$$\begin{cases} E_j = (E_j^{+} + E_j^{-}) & (8) \\ H_j = (H_j^{+} + H_j^{-}) & (9) \end{cases}$$

iar pentru $\sqrt{\dfrac{\varepsilon_0}{\mu_0}} \cong 1$

Rezultă în final :

$$\begin{cases} E_{j+1} = \cos g_j \cdot E_j + \dfrac{i \sin g_j}{u_j} \cdot H_j, \text{respectiv} \\ H_{j+1} = u_j \cdot i \sin g_j \cdot E_j + H_j \cdot \cos g_j \end{cases} \qquad (10)$$

Sistemul (10) indicl de fapt o relație între $(E, H)_{j+1}$ și $(E, H)_j$.

Dar sistemul (10) se pretează foarte bine pentru a fi pus sub formă matricială :

$$\begin{bmatrix} E_{j+1} \\ H_{j+1} \end{bmatrix} = M_j \cdot \begin{bmatrix} E_j \\ H_j \end{bmatrix} \qquad (11)$$

unde matricea :

$$M_j = \begin{bmatrix} \cos g_j & \dfrac{1}{u_j} \sin g_j \\ i u_j \sin g_j & \cos g_j \end{bmatrix}$$

conține numai mărimi legate de stratul j.

$$\begin{bmatrix} E_q \\ H_0 \end{bmatrix} = M_{q-1} \cdot M_{q-2} \cdot \ldots \cdot M_j \cdot \ldots \cdot M_1 \begin{bmatrix} 1 \\ u_0 \end{bmatrix} \cdot E_0^{+} \qquad (12)$$

Produsul matricelor îl notăm cu :

$$\prod_{j=1}^{q-1} M_j = M_{q-1} \cdot M_{q-2} \cdot \ldots \cdot M_j \cdot \ldots \cdot M_1$$

iar acest produs va fi tot o matrice, de forma :

$$\prod_{j-1}^{q-1} M_j = \begin{bmatrix} m_{11} & i m_{12} \\ i m_{21} & m_{22} \end{bmatrix} \qquad (12)$$

Deci (12) devine :

$$\begin{bmatrix} E_q \\ H_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{11} & i m_{12} \\ i m_{21} & m_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ u_0 \end{bmatrix} \cdot E_0^{+} \qquad (14)$$

sau :

$$\begin{cases} E_q = E_q^{+} + E_q^{-} = (m_{11} + i m_{12} \cdot u_0) E_0^{+} & (15) \\ H_q = u_q^{+}(E_q^{+} - E_q^{-}) = (i m_{21} + m_{22} u_0) E_0^{+} & (16) \end{cases}$$

Ceea ce interesează de fapt sînt mărimile de intrare și ieșire în pachetul de straturi, adică E_q^{+}, E_q^{-}, E_0^{+}.

Deci, pentru a putea calcula R și T trebuie rezolvate ecuațiile (15) și (16).

Rezolvînd sistemul rezultă :

$$\begin{cases} E_q^{+} = (u_q m_{11} + u_0 m_{22}) + i(u_q u_0 m_{12} + m_{21}) \\ E_q^{-} = (u_q m_{11} - m_0 m_{22}) = i(u_q u_0 m_{12} - m_{21}) \\ E_0^{+} = 2 u_q \end{cases} \qquad (17)$$

Deci

$$T_s = \frac{n_0 \cos\varnothing_0}{n_q \cos\varnothing_q} \left[\frac{E_0^{+}}{E_0^{+}}\right]^2 \quad R_s = \left[\frac{E_q^{-}}{E_q^{+}}\right]_s^2 \qquad (18,\ 19)$$

$$T_p = \frac{n_0 \cos\varnothing_q}{n_q \cos\varnothing_0} \left[\frac{E_0^{+}}{E_q^{+}}\right]^2 \text{ și } R_p = \left[\frac{E_q^{-}}{E_q^{+}}\right]_p^2 \qquad (20,\ 21)$$

$$(p) \sim u_j = \frac{n_j}{\cos\varnothing_j}$$

$$(s) \sim u_j = n_j \cos\varnothing_j$$

Dacă lumina este nepolarizată, $\bar{E}$ variind continuu, atunci

$$R = \frac{1}{2}(R_p + R_s) \text{ şi } \qquad (22)$$

$$T = \frac{1}{2}(T_p + T_s)$$

Se pot deduce asemenea relaţii pentru cazul luminii polarizate circular, liniar şi eliptic.

III. *Concluzii*

1) Fiecare strat este reprezentat printr-o matrice de forma :

$$\begin{bmatrix} \cos g_j \dfrac{i}{u_j} \sin g_j \\ i u_j \sin g_j \cos g_j \end{bmatrix}$$

unde u_j este indice de refracţie generalizat, iar $g_j = \frac{2\pi}{\lambda} nh \cos Ø$; diferenţa de fază la trecerea unui front de undă prin acel strat.

Efectul unui pachet de straturi se va transpune prin înmulţirea matricelor, rezultînd o matrice de forma :

$$\begin{bmatrix} m_{11} & i\,m_{12} \\ 1\,m_{21} & m_{22} \end{bmatrix}$$

iar coeficienţii m_{11}, m_{12}, m_{21} şi m_{22} intră în relaţia de calcul pentru R şi T.

2) Acest calcul se conduce deci sub formă matricială, prezentînd avantaje nete faţă de celelalte posibilităţi de calcul geometrice sau vectoriale.

3) Se poate lua în considerare orice număr de straturi, întrucît se poate efectua înmulţirea a oricîte matrici.

4) Deoarece indicele de refracţie cu care se lucrează este un indice de refracţie generalizat, el poate fi şi complex, deci pot fi calculate şi straturi metalice.

5) În calcul se ţine cont de unghiul de incidenţă.

6) Se ţine cont de starea de polarizare a luminii (p sau s)

7) Calculul fiind repetitiv se pretează foarte bine la un calculator electronic de mare putere, mai ales atunci cînd s-ar face apel la subprogramele din biblioteca lui.

Dar şi un minicalculator cu memorie relativ mică, de genul modelului Hewlett-Packard 9830 A cu memorie adiţională specială pentru calculul matricial sau WANG 2200 A/B, poate fi programat cu metodica specială.

8) Întrucît programele au fost rulate pe FELIX 256, a cărui bibliotecă nu este accesibilă, înmulţirea matricilor s-a făcut în programul principal. Astfel, compilarea şi EDL au durat circa 2′30″, iar calculul fiecărui set de date, cu trasarea curbei, între 10″ şi 15″.

9) Această contribuţie reprezintă un prim pas în depunerea straturilor subţiri asistată de calculator.

CZ. 621–52

Elementele logice pneumatice şi posibilităţile lor de utilizare în sistemele de automatizare

Ing. Nicolae **ALEXANDRESCU** – ICPTCM – Bucureşti
Ing. Valeriu **BANU** – Institutul politehnic – Bucureşti

1. *Introducere*

Complexitatea proceselor moderne de producţie a determinat dezvoltarea rapidă a echipamentelor electrice şi electronice de automatizare, capabile să rezolve cu viteze foarte mari cele mai diverse probleme de comandă şi reglare.

Paralel cu dezvoltarea echipamentelor electronice şi impulsionate de perfecţionarea acestora, s-au dezvoltat elementele logice pneumatice, cu posibilităţi similare de realizare a unei scheme logice complexe.

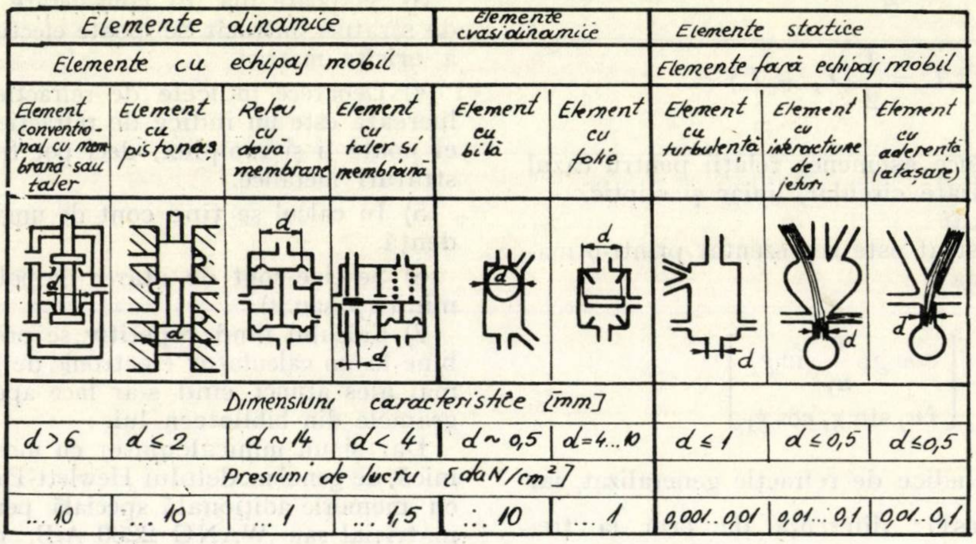
Utilizarea elementelor care folosesc ca agent de lucru aerul comprimat, în instalaţiile din industriile petrolieră, chimică, alimentară, a lemnului etc. se justifică prin avantajele pe care aceste elemente le conferă, dintre care mai importante sînt :

- funcţionare sigură, în condiţii de vibraţii, şocuri, cîmpuri magnetice, radiaţii, variaţii mari de temperatură etc. ;
- posibilitatea utilizării în medii explozive sau corosive ;
- tehnologie simplă, întreţinere uşoară, preţ de cost relativ scăzut ;
- raport mare între puterea pe care o pot dezvolta şi greutatea lor.

Posibilităţile de realizare fizică a elementelor logice pneumatice, presiunile de lucru şi unele dimensiuii caracteristice, sînt prezentate în figura 1.

În cadrul Institutului de cercetări şi proiectări tehnologice pentru industria construcţiilor de maşini I.C.P.T.C.M. — Bucureşti, a fost conceput şi realizat un sistem propriu de elemente logice denumit „SEFRO" (Sistem de elemente fluidice românesc), care cuprinde :

- elementele de bază ale sistemului ;
- blocurile funcţionale şi elementele periferice.



Elemente dinamice				Elemente cvasidinamice		Elemente statice		
Elemente cu echipaj mobil						Elemente fără echipaj mobil		
Element convenţional cu membrană sau taler	Element cu pistonaş	Releu cu două membrane	Element cu taler şi membrană	Element cu bilă	Element cu folie	Element cu turbulenţă	Element cu interacţiune de jeturi	Element cu aderenţă (ataşare)
Dimensiuni caracteristice [mm]								
$d > 6$	$d \leq 2$	$d \sim 14$	$d < 4$	$d \sim 0{,}5$	$d = 4 \ldots 10$	$d \leq 1$	$d \leq 0{,}5$	$d \leq 0{,}5$
Presiuni de lucru [daN/cm²]								
... 10	... 10	... 1	... 1,5	... 10	... 1	0,001...0,01	0,01...0,1	0,01...0,1

Fig. 1

Elementele „SEFRO" lucrează în sistemul binar, celor două semnale logice 1 şi 0 corespunzîndu-le presiunile :

- semnal logic 1 $p = 0{,}8 \div 1{,}4$ daN/cm²
- semnal logic 0 $p = 0 \div 0{,}2$ daN/cm²

Presiunea de alimentare de 1,4 ± 10% daN/cm², folosită ca semnal unitar în cadrul sistemului, permite comanda directă a distribuitoarelor hidraulice sau pneumatice din sistemele de forţă, fără a mai fi necesară o amplificare prealabilă.

2. *Elemente logice de bază*

„SEFRO" curpinde două elemente de bază :

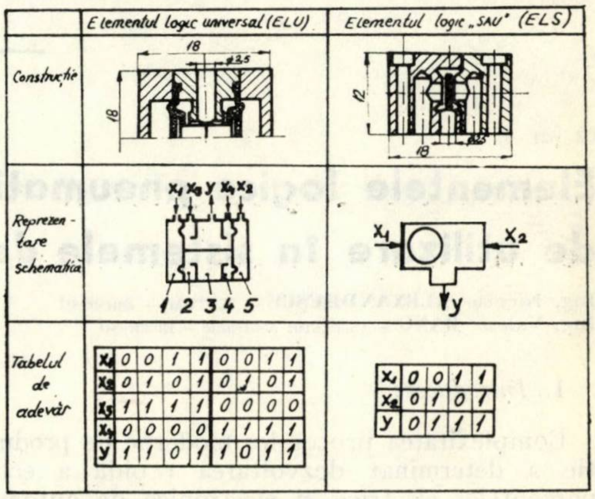
- elementul logic universal ELU de tipul releului cu două membrane
- elementul logic SAU ELS cu membrană flotoare.

Construcţia, reprezentarea schematică şi tabelele de adevăr ale celor două elemente sînt prezentate în figura 2.

O atenţie deosebită s-a acordat proiectării şi testării elementului logic universal ELU în vederea obţinerii unor caracteristici funcţionale superioare şi a unor dimensiuni de gabarit reduse.

În urma experienţelor şi măsurătorilor efectuate au fost determinaţi următorii parametri tehnici :

- presiunea de alimentare : $p_a = 1{,}4 \pm 10\%$ daN/cm²
- presiunea de comandă pentru care are loc comutarea sigură a echipajului mobil : $p_c = 0{,}8$ daN/cm²
- constanta de timp (timpul de comutare) : Ct = 15 ms. pentru $p_c = 1{,}4$ daN/cm²
- suprapresiunea admisă : 3,2 daN/cm².
- frecvenţa maximă : $f_{max} = 30$ Hz.
- numărul minim de cicluri de funcţionare : $n = 10^9$ cicluri.
- factorul piramidal (numărul maxim de elemente ce pot fi legate în serie) : 10 elemente.
- temperatura maximă de lucru : +80°C pentru varianta metalică, +60°C pentru varianta din material plastic.
- mărimea impurităţilor admise în agentul de lucru : $\leqslant 10$ µm.
- greutatea : 12,5 g în varianta metalică şi 6 g în varianta din material plastic.



X_1	0	0	1	1	0	0	1	1
X_2	0	1	0	1	0	1	0	1
X_3	1	1	1	1	0	0	0	0
X_4	0	0	0	0	1	1	1	1
y	1	1	0	1	1	0	1	1

X_1	0	0	1	1
X_2	0	1	0	1
y	0	1	1	1

Fig. 2

Caracteristica de ieşire a elementului (debitul prin element funcţie de presiunile de alimentare şi comandă) $Q_e = f(p_a;\ p_c)$ pentru cazul cînd presiunea la ieşire este nulă $p_e = 0$, este prezentată în figura 3.

Familia de curbe trasată permite totodată determinarea presiunii de comandă minime la care are loc comutarea sigură a echipajului mobil ($Q_e = 0$), pentru orice presiune de alimentare p_a.

Prin cuplarea corespunzătoare a celor două elemente de bază ELU şi ELS pot fi realizate toate combinaţiile logice posibile, în logică mixtă (SI, SAU, NU) în logică NAND (SCHEFFER) sau în logică NICI.

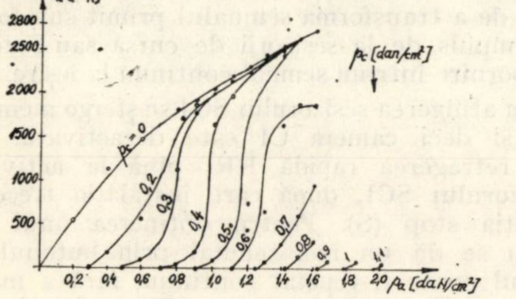
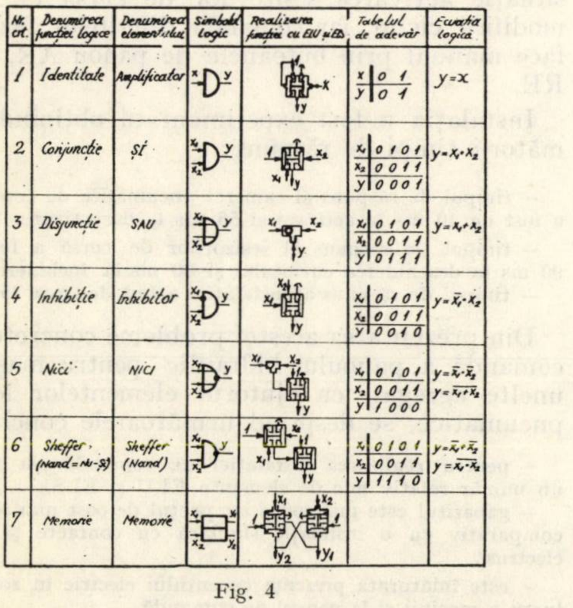


Fig. 3]

Realizarea unor funcţii logice de bază cu ajutorul elementelor ,,SEFRO" este prezentată în figura 4.



Nr. crt.	Denumirea funcţiei logice	Denumirea elementului	Simbolul logic	Realizarea funcţiei cu ELU şi ELS	Tabelul de adevăr	Ecuaţia logică
1	Identitate	Amplificator			x 0 1 y 0 1	y=x
2	Conjuncţie	ŞI			x₁ 0 1 0 1 x₂ 0 0 1 1 y 0 0 0 1	$y=x_1 \cdot x_2$
3	Disjuncţie	SAU			x₁ 0 1 0 1 x₂ 0 0 1 1 y 0 1 1 1	$y=x_1+x_2$
4	Inhibiţie	Inhibitor			x₁ 0 1 0 1 x₂ 0 0 1 1 y 0 0 1 0	$y=\bar{x}_1 \cdot x_2$
5	Nici	NICI			x₁ 0 1 0 1 x₂ 0 0 1 1 y 1 0 0 0	$y=\bar{x}_1 \cdot \bar{x}_2$ $y=\overline{x_1+x_2}$
6	Sheffer (Nand=Nu-Şi)	Sheffer (Nand)			x₁ 0 1 0 1 x₂ 0 0 1 1 y 1 1 1 0	$y=\bar{x}_1+\bar{x}_2$ $y=\overline{x_1 \cdot x_2}$
7	Memorie	Memorie				

Fig. 4

3. *Blocurile funcţionale şi elementele auxiliare*

Pentru realizarea rapidă a oricărui tip de instalaţie de automatizare numerică, de tip secvenţial sau combinatoriu, au fost proiectate diverse tipuri de blocuri funcţionale, prin cuplarea elementelor ,,SEFRO" pe plăci de circuit specializate. Toate aceste blocuri funcţionale sînt în construcţie modulară, pentru a permite sinteza rapidă a schemei şi uşurarea operaţiilor de montaj.

Dintre blocurile funcţionale realizate amintim :

— numărătorul binar în două variante, clasic şi cu prescriere ;

— codificatorul zecimal — binar care serveşte la transformarea unei informaţii ce se primeşte în cod zecimal într-o informaţie în cod binar ;

— decodificatorul binar-zecimal, care serveşte la transpunerea unei informaţii din cod binar în cod zecimal ;

— generatorul de impulsuri construit pentru o frecvenţă fixă cuprinsă între 1 şi 20 Hz sau pentru frecvenţe reglabile între 1 şi 20 Hz.

Schema de principiu a generatorului cu frecvenţă reglabilă este prezentată în figura 5.

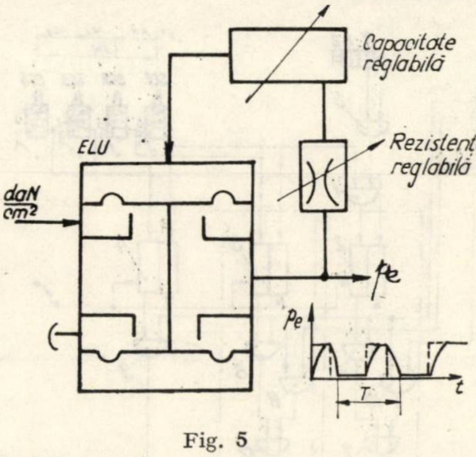


Fig. 5

Elementele periferice permit cuplarea elementelor şi sistemelor pneumatice cu alte tipuri de sisteme (electrice, hidraulice, mecanice) sau convertirea de semnale. În grupa elementelor periferice intră sesizorii de cursă cu şi fără contact, convertorul analogic numeric (CAN) (figura 6), convertoarele pneumoelectrice (CPE) şi electropneumatice (CEP), precum şi diferite butoane de comandă manuală cu sau fără poziţie reţinută.

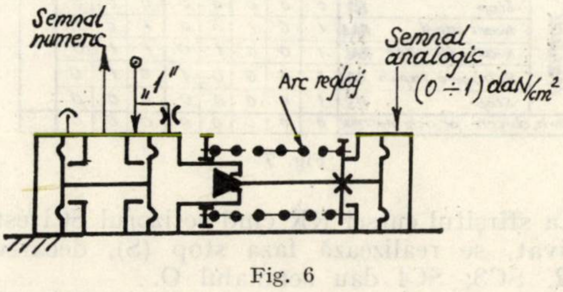


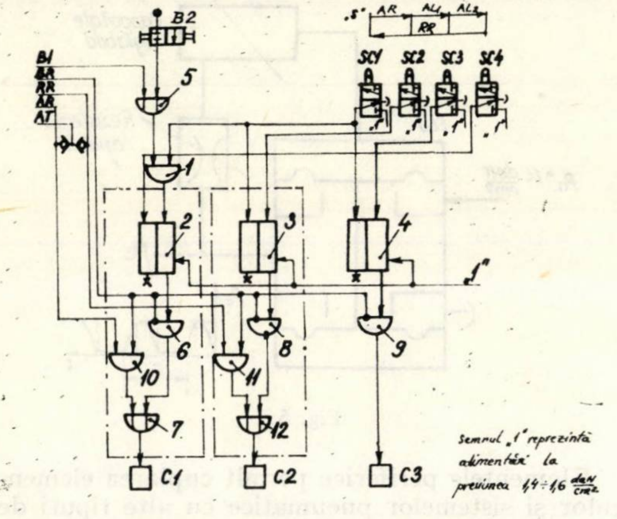
Fig. 6

4. *Instalaţia pilot de comandă cu elemente logice pneumatice, pentru maşini-unelte agregate*

Pentru a evidenţia posibilităţile elementelor logice pneumatice de a rezolva problemele complexe de automatizare, va fi descrisă în continuare instalaţia pilot de comandă a unui panou hidraulic tipizat ce trebuie să execute următorul ciclu : avans rapid (AR), două avansuri tehnologice (AL_1 şi AL_2), retragere rapidă (RR) şi stop (S).

Ciclul propus se realizează prin comenzi corespunzătoare date distribuitoarelor hidraulice. Pentru comanda distribuitoarelor hidraulice în locul electromagneţilor se montează camere pneumatice cu membrană alimentate la presiunea de 1,4 daN/cm².

Trecerea de la o fază la alta se obține prin activarea sesizorilor pneumatici de cursă cu contact (ciclul este condus după ,,spațiu"). În figura 7 este prezentată schema logică și tabloul de funcționare, pentru panoul hidraulic și instalația logică de comandă.


B2
„S"
AR
AL1
AL2
RR
SC1
SC2
SC3
SC4
B1
BR
RR
AR
AT
5
1
2
3
4
„1"
6
8
9
10
11
7
12
C1
C2
C3
Semnul „1" reprezintă alimentări la presiunea 1,4÷1,6 daN/cm²

Regim de lucru	Faza	Comandă					Execută			Obs.
	Semnale de la sesizorii de cursă	B1	SC1	SC2	SC3	SC4	C1	C2	C3	
Normal	Stop S	0	1	0	0	0	0	0	0	
	Avans rapid AR	1	1	0	0	0	1	0	0	
	Avans tehnologic AL1	0	0	1	0	0	1	1	0	
	Avans tehnologic AL2	0	0	0	1	0	1	1	1	
	Retragere rapidă RR	0	0	0	0	1	0	1	1	
	Stop S	0	1	0	0	0	0	0	0	
	Semnale de la pupitrul de comandă	BR	B1	AR	AT	RR	C1	C2	C3	
Reglaj Manual	Stop RS	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Avans rapid RAR	1	0	1	0	0	1	0	0	
	Avans tehnologic RAL	1	0	0	1	0	1	1	0	
	Retragere rapidă RRR	1	0	0	0	1	0	1	0	
	Stop RS	1	0	0	0	0	0	0	0	
Readucere pe ciclu normal		0	0	0	0	0	0	0	0	

Fig. 7

La sfîrșitul cursei RR cînd sesizorul SCI este activat, se realizează faza stop (S), deoarece SC2, SC3, SC4 dau semnalul O.

Pentru pornire se apasă pe butonul B1 = 1 ; semnalul ajunge prin elementul SAU (5) la elementul SI (1) care are deja una din comenzi activată de SC1.

Ieșirea din elementul (1) scrie memoria (2) pe partea ce alimentează elementul INHIBIȚIE (6), care prin SAU (7) menține continuu semnalul logic 1 pe camera pneumatică C1, deci se realizează faza de avans rapid AR.

După efectuarea primei faze va fi activat sesizorul SC2, care prin elementele (3) (8) (12) activează camera pneumatică C2 și se realizează primul avans tehnologic de lucru AL_1.

La activarea sesizorului SC3 este comandată camera pneumatică C3 și se realizează al doilea avans de lucru AL_2.

Rolul elementelor de memorie (2), (3), (4) este de a transforma semnalul primit sub formă de impuls de la sesizorii de cursă sau butonul de pornire într-un semnal continuu la ieșire.

La atingerea sesizorului SC4 se șterge memoria (2) și deci camera C1 este dezactivată. Are loc retragerea rapidă RR, pînă la activarea sesizorului SC1, după care instalația trece pe poziția stop (S). Pentru obținerea unui nou ciclu se dă un nou semnal prin butonul B1. Ciclul poate fi repetat continuu, fără a mai fi necesar impulsul de pornire B1, prin trecerea butonului B2 pe poziția reținută activă.

De asemenea, instalația poate fi comandată manual prin trecerea butonului BR pe poziția de activare a inhibitorilor (6), (8), (9). În această situație activarea sesizorilor de cursă nu mai modifică ciclul, iar comanda diferitelor faze se face manual prin butoanele de panou AR, AT, RR.

Instalația a fost experimentată obținînd următorii timpi de răspuns :

— timpul de răspuns al camerei pneumatice de comandă a fost de 40 ms la activare și 55 ms la dezactivare.

— timpul de răspuns al sesizorilor de cursă a fost de 90 ms la deschiderea circuitului și 80 ms la închidere.

— timpul de răspuns al instalației a fost de circa 250 ms.

Din prezentarea acestei probleme concrete, de comandă a panoului hidraulic pentru mașinile unelte agregat, cu ajutorul elementelor logice pneumatice, se desprind următoarele concluzii :

— pentru realizarea instalației de comandă s-a folosit un număr relativ mic de elemente ELU și ELS,

— gabaritul este mai redus iar prețul de cost mai scăzut, comparativ cu o instalație similară cu contacte și relee electrice,

— este înlăturată prezența curentului electric în zona de lucru a mașinii și la panoul de comandă.

În afara acestei instalații, în cadrul I.C.P-T.C.M au fost executate și experimentate la nivel de laborator și industrial și alte instalații de comandă logică folosind exclusiv elementele ,,SEFRO". În continuare se urmărește rezolvarea unor probleme de interes larg, din cele mai diverse domenii de activitate și dezvoltare a sistemului ,,SEFRO", prin realizarea unor elemente periferice noi. Rezultatele obținute vor face obiectul unor comunicări viitoare.

* * *

UTILAJ PETROLIER

Comunicări prezentate la sesiunea jubiliară cu ocazia împlinirii a 25 de ani de apariţie a revistei

CZ. 622.24.05 (498)

Realizări în domeniul utilajului petrolier construit în RSR

Ing. Viorel **CRISTEA**
Institutul de proiectări şi cercetări pentru utilaj petrolier (I.P.C.U.P.) — Bucureşti

Dezvoltarea impetuoasă a industriei constructoare de mașini a creat cele mai bune condiții pentru valorificarea unei experiențe de mai bine de un secol a țării noastre în exploatarea zăcămintelor de petrol și gaze.

Începînd cu fabricarea în perioada imediat următoare naționalizării în atelierele de reparații a unor utilaje pentru activitatea de foraj — extracție și continuînd apoi în cadrul unor uzine constructoare de mașini cu realizarea de complete de utilaje formînd instalații de foraj, s-a reușit ca într-o perioadă relativ scurtă să fie acoperite în mare măsură necesitățile industriei extractive proprii, eliminînd treptat importurile și apoi trecînd și la exportul acestor instalații și utilaje.

Prin specializarea în cadrul subramurii constructoare de utilaj petrolier a unor întreprinderi ca ,,1 Mai '' Ploiești, Întreprinderea de utilaj petrolier — Tîrgoviște și Întreprinderea mecanică — Cîmpina și prin dezvoltarea unei susținute activități de concepție în cadrul Institutului de proiectări și cercetări pentru utilaj petrolier (I.P.C.U.P.) — București, s-a ajuns la un volum de export situat la nivelul a peste jumătate de miliard de lei valută, ceea ce situează Romania pe locul doi ca volum de export pe plan mondial. Această valoare reprezintă un procent de 13 % din exportul țării noastre de mașini și utilaje, fiind de reținut și cursul de revenire mediu deosebit de avantajos.

Consacrarea pe plan mondial a utilajului petrolier romanesc, în condițiile unei concurențe directe cu cele mai reputate firme de specialitate din lume, poate fi explicată în mare măsură prin nivelul tehnic al instalațiilor și echipamentelor petroliere, prin adaptarea rapidă la evoluția ramurii pe plan mondial și prin diversificarea rapidă în scopul adaptării la condiții de lucru și climatice foarte diferite. Această consacrare este confirmată și de prezența utilajului petrolier românesc în peste 25 de țări și de faptul că proporția utilajului petrolier livrat la export s-a situat în ultimii 12 ani în jurul a 70% din totalul producției realizate. Aceste rezultate sînt cu atît mai remarcabile cu cît dezvoltarea ramurii s-a făcut exclusiv pe bază unor concepții proprii, fără nici o achiziționare de licențe și putem afirma cu certitudine ca prin aceste realizări s-a afirmat școala românească de utilaj petrolier.

În evoluția ramurii constructoare de utilaj petrolier se pot deosebi o serie de aspecte calitative prin acoperirea unor domenii tot mai largi de activitate și în sensul trecerii de la faza unei ordonări a echipamentului petrolier prin stabilirea de game tipodimensionale de produse cu caracteristici funcționale și constructive corelate, la faza determinării întregului necesar de echipamente și utilaje destinate realizării unui proces tehnologic sau unei operații sub forma unei furnituri complete și apoi, în etapa actuală, la faza orientării ramurii spre realizarea de ,,sisteme de mașini'' atît pentru activități petroliere cît și pentru domenii înrudite și apropiate.

Aceste domenii de activitate se referă la :

- — forajul sondelor de adîncime pentru petrol şi gaze ;
- — forajul sondelor de prospecţiune pentru hidrocarburi ;
- — forajul geologic pentru substanţe minerale utile ;
- — forajul hidrogeologic ;
- — forajul minier ;
- — forajul şi exploatarea sondelor marine ;
- — extracţia petrolului şi gazelor ;
- — investigaţiile geofizice la sonde de hidrocarburi.

Este firesc ca realizările obținute pe tărîmul utilajului petrolier să fie expuse ținînd seama de direcțiile de orientare enumerate anterior și de faptul că dezvoltarea în fiecare din aceste direcții se caracterizează printr-o continuă înnoire a gamelor de tipodimensiuni.

Astfel, în domeniul instalațiilor de foraj de adîncime este conturată în prezent o gamă acoperind forajul de la adîncimi finale de 1200 m pînă la 10 000 m, gamă care cuprinde în ordine descrescătoare instalațiile de foraj F500, F400, F320, F200, F125 și F100 (tabelul 1).

Aceste instalații sînt diversificate în ceea ce privește sistemul de acționare astfel :

- — diesel-electric în sistem Ward-Leonard sau cu comandă prin tiristoare ;
- — diesel-hidraulic ;
- — electric cu alimentare de la reţea şi comanda prin tiristoare ;
- — electrohidraulic cu alimentare de la reţea şi cu convertizoare hidraulice de cuplu cu palete reglabile.

Realizarea instalațiilor din noua generație se bazează în mare măsură pe experiența cîștigată prin fabricarea unor alte tipuri de instalații de foraj, în funcționare de mult în numeroase țări, cum sînt 4DH-315, D3H-400, 3DH-250, 4LD-150, 2DH-100 și T50. Încă de la reali-

Tabelul 1

Instalații de foraj fabricate în R. S. România

Caracteristici	Tipul instalației					
	F500	F400	F320	F200	F125	F100
Sarcina maximă de lucru, t	500	406	320	200	125	100
Adîncimea maximă de foraj, m	10 000	7 000	6 000	4 000	2 800	2 000
Sistem de acționare	DE, DH	DH, DE	DH, DE EC	DH,EHC	DH	DH
Putere instalată, CP	7 500	3 560	2 670	1 780	1 780	450
Tracțiune maximă în cablu, tf	55	44	38	2	18,5	14,5
Diametrul cablului, mm	38,1	35	35	32	28	25
Număr de role la macara	6	6	5	5	4	4
Putere de acționare troliu, CP	3 000	3 000	2 000	1 000	900	400
Număr de viteze la troliu	4+4	4+2	4+2	2+2	2+2	2+1
Număr de pompe de noroi	2	2	2	2	2	1
Puterea maximă a fiecărei pompe	1 600	1 600	1 250	700	700	700
Puterea de antrenare a mesei rotative	600	500	500	500	350	250
Nr. viteze la masa rotativă	2+2	4+2	4+2	3+3	3+3	2+1

Observație : Sistemul de acționare s-a simbolizat astfel :
DE Diesel electric
DH Diesel hidraulic
EC Electric în c.c. cu alimentare de la rețea
EHC Electrohidraulic

zarea acestor instalații au fost introduse și perfecționate o serie de elemente tehnice cu transmisii hidrodinamice — convertizoare hidraulice de cuplu și turboambreiaje — transmisii prin lanț, ambreiaje cu fricțiune cu acționare pneumatic cu comandă de la distanță, comenzi pneumatice, rulmenți de construcție specială și construcții metalice portante și altele. Gama nouă de instalații a fost completată recent cu cea mai puternică instalație realizată în țara noastră — instalația de foraj F500 situată printre cele mai puternice realizate în lume, caracterizată printr-o serie de perfecționări tehnice care măresc competitivitatea instalațiilor de foraj și a elementelor componente și care pot fi definite pe scurt după cum urmează :

— A fost redus la minimum numărul de unități de transport (colete) constituite din agregate integrate, gabaritice, pentru transportul cărora a fost elaborat un plan de operații detaliat ; pentru subansambluri mici au fost de asemenea prevăzute măsuri de coletizare.

— Majoritatea elementelor componente ale instalațiilor au fost amplasate la sol sau la nivelul platformei camioanelor grele, ceea ce a dus la eliminarea mijloacelor de montaj speciale.

— Pentru centrarea și asamblarea ușoară și rapidă a părților mecanice ale instalațiilor au fost promovate soluții constructive care simplifică aceste operații și le fac puțin pretențioase, ca de exemplu arbori cardanici sau curele trapezoidale, reducînd la maximum numărul de lanțuri cu role care se asamblează la montajul la locații. Se poate menționa că la instalațiile F 125 și F 200 nu sînt necesare asamblări de lanțuri cu role în șantier.

— Pentru elementele părții de construcție metalică au fost prevăzute ca organe de asamblare bolțurile.

— Au fost eliminate fundațiile masive, pentru amplasarea pe teren a instalației fiind necesare grinzi din beton, platelaje de lemn sau numai teren compact și nivelat.

— În legătură cu creșterea adîncimilor de foraj și în tendința de a se folosi instalații de prevenire cît mai complexe, cota nivelului podului sondei respectiv cota liberă sub grinzile mesei rotative au fost majorate substanțial față de instalațiile din vechea serie. În același timp podul sondei a fost dezvoltat în așa fel încît spațiul de lucru să fie cît mai mare și mai comod.

— O importanță deosebită a fost acordată instalațiilor de preparare, depozitare și circulație a noroiului de foraj atît în ceea ce privește capacitatea de depozitare cît și în ceea ce privește complexitatea operațiilor posibile datorită dotării cu hale suplimentare, siloz, degazoare și hidrocicloane.

— În concepția acestor instalații s-a ținut seama de tipizarea la maximum a agregatelor, subansamblurilor și reperelor, ceea ce prezintă avantaje atît în fabricație cît și în exploatarea lor. Un exemplu tipic în acest sens este tipizarea transmisiilor intermediare la instalațiile F 500 și F 320, respectiv la instalațiile F 200-3DH-3 și F 125.

— În același timp s-a căutat reducerea la minimum a spațiului tehnologic ocupat, ceea ce a făcut ca suprafața de teren scoasă din circuitul agricol să fie mai mică decît la instalațiile din seria veche.

Pentru a se putea aplica cele mai moderne tehnologii de foraj, instalațiile de foraj din noua gamă sînt dotate cu pompe de noroi cu puteri de antrenare de 1600, 1250, 100 și 700 CP. Pe lîngă pompele duplex cu dublu efect, în prezent se dezvoltă familia de pompe triplex cu simplu efect.

Tehnologiile de foraj moderne reclamă și sape de foraj de construcție perfecționată. Gama de tipodimensiuni de sape cu role cu diametre cuprinse între 104,8 mm și 444,5 mm este destinată forajului în cele mai diferite condiții, de la terenuri noi pînă la terenuri dure și abrazive. Datorită tehnologiilor de fabricație și concepției lor sapele cu role construite în țara noastră realizează performanțe la nivelul celor mai bune rezultate obținute pe plan mondial.

Pe lîngă completarea gamei de sape cu noi tipodimensiuni se realizează și noi construcții, cum sînt sapele prevăzute cu jet, cu lagăre etanșe și sapele de tipul maxijet cu efect hidromonitor. S-au realizat de asemenea sape monolit cu știfturi insertate din carburi metalice pentru roci moi cuprinse între 444,5 mm și 660,4 mm și carotiere pentru forajul pentru hidrocarburi respectiv pentru forajul de prospecțiuni geologice.

În completarea instalațiilor de foraj a fost realizată o mare diversitate de scule de foraj și extracție, de adîncime și suprafață, cum sînt sculele de instrumentație, capetele de cimentare cu mai multe etaje, separatoarele de strate, pacherele cu comandă hidraulică și termică și altele.

Pentru activitatea de foraj mai sînt realizate și alte echipamente, cum sînt capetele de coloană și instalațiile de prevenire. A fost realizată o gamă largă de tipodimensiuni de prevenitoare de erupție orizontale duble și triple cu acționare hidraulică și cu deschidere frontală și prevenitoare verticale cu închidere totală. Tipurile realizate au dimensiuni de legătură conforme standardelor API și pentru presiuni de 140, 210, 350, 700 și 1050 kgf/cm^2.

De asemenea, sînt fabricate agregate de cimentare pentru presiuni de 350, 400, 500 și 700 kgf/cm^2 precum și agregate de cimentare și fisurare cu două linii de 700 și 1050 kgf/cm^2. În afara tipurilor mobile amplasate pe autoșasiuri s-au realizat și agregate de cimentare pe sanie.

Pentru forajul structural s-au realizat instalațiile de foraj FSIT pentru adîncimi de 75 m, FS32 pentru adîncimi de 75 m și FS 32 pentru adîncimi de 1200 m amplasate pe autoșasiuri.

Pentru punerea în producție, repararea și intervențiile la sonde, s-a realizat o gamă de instalații de intervenție P80, P50, P32, IC5A și P4, amplasate pe semiremorci sau autoșasiuri. Cu excepția ultimelor două tipuri, instalațiile enumerate reprezintă diversificări ale instalațiilor de foraj F100, T50 respectiv FS32.

Pentru forajul de prospecțiune geologică pentru substanțe minerale utile a fost realizată o gamă completă de instalații de foraj de tipul SG pentru adîncimi cuprinse între 75 și 1800 m, care permit aplicarea unor tehnologii moderne de foraj, utilizînd sape cu diamante și tuburi carotiere care pot fi extrase prin interiorul prăjinilor. Instalațiile sînt diversificate în ceea ce privește sistemul de acționare prin motor electric sau motor termic, permițînd forajul de la suprafața solului sau din subteran, și se pretează la diferite moduri de transport. Gama de instalații de foraj geologic se află în prezent într-o acțiune largă de modernizare.

Experiența cîștigată la forajul pentru petrol și gaze a putut fi extinsă și la forajul hidrogeologic. Pentru repararea puțurilor de apă au fost realizate instalațiile de foraj FA20, FA12 și FA10. În afara procedeului tehnologic al forajului rotativ hidraulic cu circulație directă aceste instalații permit aplicarea forajului rotativ hidraulic cu circulație inversă, prin absorbție, forajul rotativ hidraulic cu circulație inversă cu aer-lift și forajul uscat cu percuție, cu cablu.

Experiența acumulată în concepția și fabricația utilajului petrolier terestru este extinsă în prezent în domeniul echipamentelor pentru forajul marin. În prezent se află în fabricație echipamentul specific platformelor de foraj marin cuprinzînd trolii de foraj, pompe de noroi, mese rotative, toate prevăzute cu acționare cu motoare electrice de curent continuu, turle de foraj adaptate condițiilor dinamice caracteristice platformelor marine, agregate de cimentare și instalații de prevenire a erupțiilor.

Dezvoltarea industriei constructoare de utilaj petrolier în perioada următoare se încadrează în prevederile directivelor Congresului XI al P.C.R. privind industria construcțiilor de mașini, care trebuie să cunoască un ritm mediu anual de creștere de 11,5—12,5% și o pondere în totalul producției industriale de 34%. În cadrul orientării construcției de mașini, în special spre realizarea unor produse de înalt nivel, creșterea producției de utilaje tehnologice se va concentra pe anumite grupe de utilaje și instalații. Între acestea producția de instalații de foraj va cunoaște o dezvoltare mai rapidă.

◆

CZ. 622.24.05—585.2

Evoluția transmisiunilor hidrodinamice în utilajul petrolier

Ing. Nicolae **PELIGRAD**
Laureat al premiului de stat — I.P.C.U.P.

Transmisiile hidrodinamice sînt foarte răspîndite în utilajul petrolier, fie sub formă de convertizoare hidraulice de cuplu fie sub formă de turboambreiaje sau cuplaje hidraulice, în raport cu cerințele impuse de tehnologiile de lucru și în funcție de concepția în ansamblu a instalațiilor din care fac parte.

Domeniile din utilajul petrolier în care își au aplicabilitate transmisiile hidrodinamice sînt : instalațiile de foraj, instalațiile de intervenție, agregatele de cimentare și fisurare hidraulică, unitățile de pompare etc.

Convertizoarele hidraulice de cuplu sînt utilizate atît în acționările diesel-hidraulice cît și în acționările electro-hidraulice din cadrul instalațiilor de foraj. Tipurile de convertizoare utilizate sînt diferite, în funcție de particularitățile instalațiilor în cadrul cărora sînt montate. Trebuie subliniat faptul că cele mai numeroase construcții (de altfel și cele cu cea mai ridicată fiabilitate) sînt convertizoarele cunoscute sub denumirea de ,,tip industrial", cuplate direct cu motoarele de acționare, fără angrenaje cu roți dințate la intrare sau la ieșire. În cazul instalațiilor de foraj, unul dintre cele mai importante criterii de alegere a tipului de convertizor este acela legat de caracteristicile funcționale ale motoarelor diesel utilizate în instalațiile de foraj, corelat cu domeniul optim al turațiilor la ieșirea din convertizor, cerut de transmisiile intermediare cu lanț care însumează puterea grupurilor diesel-convertizor.

Cele mai răspîndite convertizoare hidraulice în utilajul petrolier sînt cele de tipul cu trei trepte (rotorul turbină are trei rînduri de coroane paletate) și cu o treaptă.

1. *Convertizoarele hidraulice de cuplu cu trei trepte*. În țara noastră toate instalațiile de foraj și intervențiile realizate pînă în prezent sînt echipate cu asemenea convertizoare. Alegerea acestui tip de convertizor este justificată de faptul că se utilizează motoare diesel între 350 CP și 1100 CP la turații cuprinse între 1300 și 1500 rot/min, iar transmisiile intermediare cu lanțuri cu role de 1 1/2 sau 1 3/4 in, pentru realizarea unei fiabilități ridicate, au impus la ieșirea din convertizor turații cuprinse între 500 și 700 rot/min. Convertizoarele hidraulice cu trei trepte cuplate cu motoare diesel de 1300—1500 rot/min au randamentele maxime cuprinse între 600 și 700 rot/min, situîndu-se deci în domeniul cu role. Dacă s-ar fi utilizat convertizoare hidraulice de cuplu cu o treaptă, pentru realizarea unei fiabilități corespunzătoare a transmisiilor intermediare ar fi fost necesară introducerea unui reductor cu roți dințate inclus la ieșirea din convertizor, care ar fi condus la construcții de convertizoare mai complicate și ar fi inversat sensul de rotație, cu unele implicații în ansamblul instalațiilor de foraj.

După cum este bine cunoscut, momentele și puterile preluate de convertizoarele hidraulice de la motoarele de antrenare se pot scrie sub forma :

$$M_1 = K_{M1}\cdot n_1^2\cdot D^5 \quad (1)$$

$$P_1 = K_{P1}\cdot n_1^3\cdot D^5 \quad (2)$$

unde : M_1 și P_1 sînt momentul de rotație respectiv puterea la intrarea în convertizor ; n_1 — turația la intrarea în convertizorul hidraulic ; iar D — diametrul activ de circulație (diametrul maxim al circuitului hidraulic) ; K_{M1} și K_{P1} sînt niște coeficienți specifici fiecărui tip de convertizor hidraulic, depinzînd de forma circuitului hidraulic, de forma și poziția paletajului, de lichidul de lucru și de raportul turațiilor de la ieșirea și intrarea în convertizorul hidraulic, n_2/n_1.

De asemenea, momentele de rotație și puterile care se obțin la ieșirea din convertizor pot fi scrise sub forma :

$$M_2 = K_{M2}\cdot n_1^2\cdot D^5 \quad (3)$$

$$P_2 = K_{P2}\cdot n_1^3\cdot D^5 \quad (4)$$

K_{M2} și K_{P2} sînt niște coeficienți ce depind de aceeași factori ca și coeficienții K_{M1} și K_{P1}

Coeficientul de amplificare al momentelor și randamentul convertizorului sînt dați de relațiile :

$$K = \frac{M_2}{M_1} = \frac{KM_2}{KM_1} \quad (5)$$

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{KP_2}{KP_1} \quad (6)$$

Parametrii funcționali ai convertizoarelor hidraulice trebuie deduși din analiza în ansamblu a instalațiilor din care fac parte, prin studierea bilanțului energetic, a cinematicii și dinamicii acesteia. Pentru realizarea unor convertizoare hidraulice care să satisfacă acești parametri în principal trebuie să se determine :

— coeficientul K_{M1} ;
— coeficientul de amplificare al momentelor k ;
— randamentul convertizorului η ;

Coeficientul K_{M1} poate fi scris sub forma :

$$K_{M1} = \frac{M_1}{n\cdot D^5}$$

În cazul că turaţia rotorului pompă al convertizorului (n_p) este egală cu turaţia la intrare în convertizor (n_1) se poate scrie relaţia :

$$M_1 = \frac{M_P}{\eta mp \cdot \mathrm{vol} \cdot p} \tag{7}$$

M_p este momentul de rotaţie pe care rotorul pompă îl transmite lichidului de lucru ;

ηmp — randamentul mecanic al rotorului pompă (partea mecanică de la intrarea în convertizor, inclusiv rotorul pompă) ;

$\eta volp.$ — randamentul volumic al rotorului pompă.

$$K_{M1} = \frac{M_p}{n_1^2 \cdot D^5 \cdot \eta mp \cdot \eta \mathrm{vol}.p} \tag{8}$$

Dacă turaţia la ieşirea din convertizorul hidraulic (n_2) este egală cu turaţia rotorului turbină (n_t), se poate scrie relaţia :

$$M_2 = Mt \cdot \eta\, mt \cdot \eta\, vol\, p. \tag{9}$$

unde :

M_t este momentul de rotaţie pe care rotorul turbină îl preia de la lichidul de lucru ;

ηmt — randamentul mecanic al rotorului turbină (partea mecanică de la ieşirea din turbină, inclusiv rotorul turbină) ;

$\eta vol\, t.$ — randamentul volumic al rotorului turbină

Coeficientul de amplificare al momentului este dat de expresia :

$$k = \frac{M_2}{M_1} = \frac{Mt}{Mp} \cdot \eta\, m \cdot \eta\, vol \tag{10}$$

$\eta\, m = \eta\, mp \cdot \eta\, m\iota$ este randamentul mecanic al convertizorului hidraulic.
$\eta vol = \eta\, vol\, p \cdot \eta\, vol,t$ este randamentul volumic al convertizorului hidraulic.

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1} = \frac{Mt}{MP} \cdot \frac{n_2}{n_1} \eta m \cdot \eta vol \tag{11}$$

$$\eta h = \frac{Mt}{Mp} \cdot \frac{n_2}{n_1} \tag{12}$$

unde ηh este randamentul hidraulic al convertizorului.

În cazul convertizoarelor cu trei trepte momentele de rotaţie ale rotorului pompă (M_p) şi ale rotorului turbină (M_t) sînt date de relaţiile :

$$Mp = \frac{\pi\gamma}{2 \cdot 60 \cdot g} (D_p^2 \cdot n_1 - Dt_3^2 \cdot n_2)\, Q -$$

$$- \frac{\gamma}{2\pi g}\left(\frac{\operatorname{ctg} \beta p}{bp \cdot \rho p} - \frac{\operatorname{ctg} \beta t_3}{bt_3 \cdot \rho t_3}\right) Q^2 ; \tag{13}$$

$$Mt = \frac{\pi\gamma}{2 \cdot 60 \cdot g} [D_p^2 \cdot n_1 - (Dt_1^2 + Dt_2^2 + Dt_3^2) n_2] Q -$$

$$- \frac{\gamma}{2\pi g}\left(\frac{\operatorname{ctg} \beta p}{bp \cdot \rho p} - \frac{\operatorname{ctg} \beta t_1}{bt_1 \cdot \rho t_1} - \frac{\operatorname{ctg} \alpha\, ad_1}{bad_1 \cdot \rho ad_1} -\right.$$

$$\left. - \frac{\operatorname{ctg} \beta t_2}{bt_2 \cdot \rho t_2} - \frac{\operatorname{ctg} \alpha ad_2}{bad_2 \cdot \rho ad} - \frac{\operatorname{ctg} \beta t_3}{bt_3 \cdot \rho t_3}\right) Q^2 ; \tag{14}$$

unde :

$Dp ; Dt_1 ; Dt_2 ; Dt_3$ sînt diametrele la ieşirea din rotorul pompă respectiv rotorul turbină treapta 1, 2 şi 3.

$bp ; bt_1 ; bt_2 ; bt_3 ; bad_1 ; bad_2$ — lăţimile secţiunilor de ieşire ale rotorului pompă, ale celor trei trepte ale rotorului turbină şi a celor două trepte ale aparatului director.

$\rho p ; \rho t_1 ; \rho t_2 ; \rho t_3 ; \rho ad_1 ; \rho ad_2$ — coeficienţii care ţin seamă de influenţa prezenţei paletelor asupra secţiunilor de ieşire.

$\beta p ; \beta t_1 ; \beta t_2 ; \beta t_3$ — unghiurile din triunghiurile de viteză de la ieşire, ale rotorului pompă şi turbină treapta 1, 2 şi 3, dintre vitezele relative şi vitezele periferice luate ca direcţie în sensul invers direcţiilor de rotaţie.

$\alpha ad_1 ; \alpha ad_2$ — unghiurile din triunghiurile de viteză de la ieşire, ale aparatelor directoare treapta 1 şi 2, dintre vitezele absolute şi direcţiile vitezelor periferice ale turbinei şi pompei luate în sensul de rotaţie ale acestora.

Q — debitul lichidului de lucru din convertizorul hidraulic

Relaţiile (13) şi (14) mai pot fi scrise şi sub forma :

$$M_p = k_{2p}\, Q - k_{1p} Q^2 \tag{15}$$

$$M_t = k_2 t\; Q - k_1 t\; Q_2 \tag{16}$$

unde : k_{1p} ; k_{2p} ; k_{1t} ; k_{2t} sînt expresiile din relaţiile (13) şi (14) care afectează pe Q, respectiv Q^2.

Din analiza ansamblului instalaţiei din care face parte convertizorul rezultă momentele necesare la intrarea şi ieşirea din convertizor pentru diferite rapoarte n_2/n_1, precum şi alura curbei de randament convenabilă instalaţiei în ansamblu, putînd determina valoarea debitului Q pentru diferite rapoarte n_2/n_1.

Relaţiile (15) şi (16) sînt satisfăcute de aceeaşi valoare a debitului Q, pentru acelaşi raport n_2/n_1.

Dacă se înlocuieşte valoarea lui M_p din relaţia (15), în relaţia (8) rezultă :

$$K_{M1} = \frac{K_{2p}\, Q - K_{1p}\, Q^2}{n_1^2 \cdot D^5 \cdot \eta mp \cdot \eta \mathrm{vol}.p} \tag{17}$$

Înlocuind în relația (10) pe M_p și M_t cu expresiile din (15) și (16) rezultă :

$$k = \frac{k_{2t}\cdot Q - k_{1t}\cdot Q^2}{k_{2p}\cdot Q - k_{1p}\cdot Q^2}\cdot \eta m\cdot \eta \mathrm{vol} \qquad (18)$$

Randamentul convertizorului se poate de asemenea scrie sub forma :

$$\eta = \frac{k_{2t}\cdot Q - k_{1t} Q^2}{k_{2p} Q - k_{1p} Q^2}\cdot \eta m\cdot \eta \mathrm{vol}\cdot \frac{n_2}{n_1} = k\cdot \frac{n_2}{n_1}; \qquad (19)$$

În figura 1 sînt prezentate cursele

$$k_{M1} = f(n_2/n_1)\,;\ k = f(n_2/n_1)\ \text{și}\ \eta = f(n_2/n_1)_2$$

pentru convertizorul CHC-750-2. Pentru a se evidenția valorile turațiilor la ieșire pentru convertizoarele cu trei trepte, pentru randamentele optime, în figura 2 sînt prezentate curbele caracteristice ale unui convertizor de tipul CHC-750, pentru 1100 CP la 1500 rot/min. Rezultă că în cazul funcționării pompelor de noroi și a mesei rotative (care de regulă este în zona randamentului maxim) turația la ieșirea din convertizor este de circa 700 rot/min, situîndu-se în zona optimă de funcționare a lanțurilor cu role.

Pentru a se putea transforma instalațiile diesel-hidraulice în instalații electrice cu alimentare de la rețea, cu modificări minime, în R. S. România s-au realizat instalațiile de foraj cu acționare electrohidraulică, care constă din motoare asincrone în scurt circuit cuplate cu convertizoare hidraulice de cuplu cu palete reglabile. Transformarea instalațiilor diesel-hidraulice în instalații cu acționare electrohidraulică se face prin simpla înlocuire a motoarelor diesel și a convertizoarelor cu trei trepte (cu palete fixe) cu motoare asincrone în scurtcircuit cuplate cu convertizoare cu trei trepte cu palete reglabile. Acest lucru a fost posibil deoarece s-au folosit motoare asincrone în scurtcircuit la turații de circa 1480 rot/min, obținînd la ieșirea din convertizor același domeniu de turații, situat în zona randamentelor maxime ca și la acționarea diesel hidraulică.

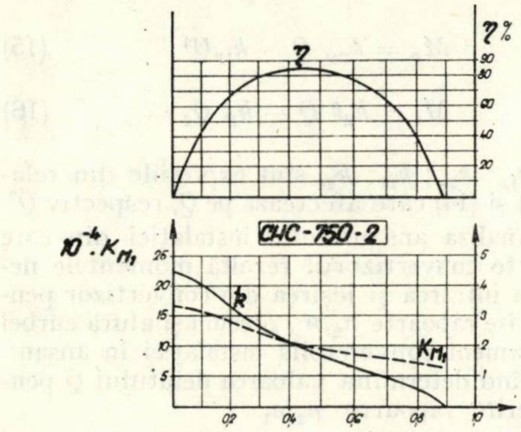


Fig. 1

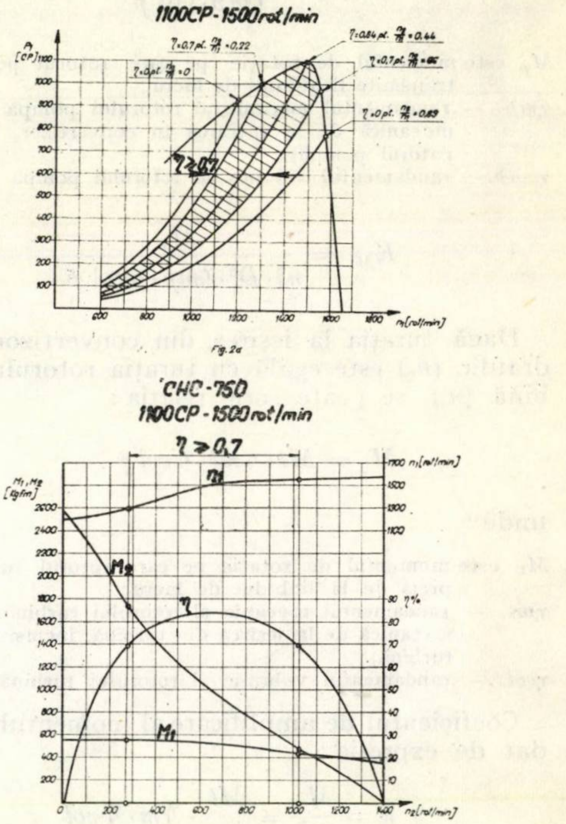


Fig. 2

În figura 3 sînt indicate curbele convertizorului CHC-650-P cuplat cu un motor asincron în scurtcircuit la 1480 rot/min.

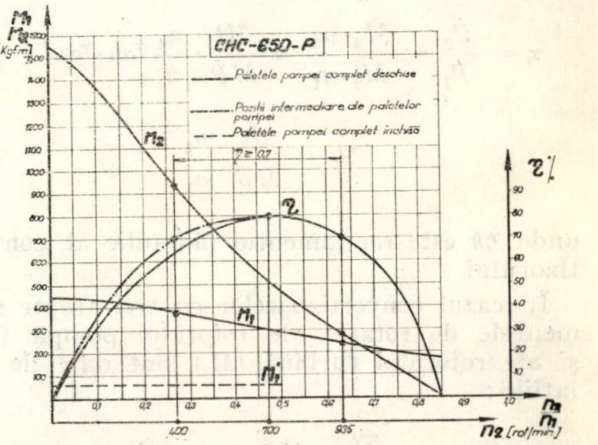


Fig. 3

Din analiza prezentată rezultă că utilizarea motoarelor diesel, în cadrul instalațiilor de foraj staționare cu turații cuprinse între 1300 și 1500 rot/min este foarte rațională din următoarele motive :

— permite realizarea unor instalații de foraj care utilizează transmisii cu lanțuri, cu un grad ridicat de fiabilitate, prin introducerea convertizoarelor hidraulice de cuplu cu trei trepte ;

— permite trasnformarea instalațiilor diesel hidraulice în electrohidraulice numai prin simpla înlocuire a grupurilor de acționare, în cazul utilizării rețelelor electrice cu frecvența de 50 Hz.

1.2. *Convertizoarele hidraulice de cuplu cu o treaptă.* În ultima perioadă, datorită utilizării investite a forajului cu jet și datorită creșterii continue a adîncimilor de foraj, au crescut puterile instalate ale instalațiilor de foraj, atît pentru pompele de noroi cît și pentru trolii. Datorită acestui fapt se face simțită din ce în ce mai mult necesitatea unor grupuri de foraj cu motoare diesel de 1400—1500 CP, pentru evitarea unui număr prea mare de motoare de puteri mai mici. Motoarele diesel de asemenea puteri și cu un grad ridicat de fiabilitate sînt de regulă la turații cuprinse între 1000 și 1200 rot/min, și ele pot asigura o funcționare de 20.000—25.000 de ore pînă la reparația capitală, acest avantaj compensînd greutatea lor sporită în cadrul instalațiilor de foraj de mare adîncime, unde de regulă există agregate mult mai grele decît grupurile de foraj. Introducerea unor asemenea grupuri de foraj permite realizarea instalațiilor de foraj cu acționare diesel-hidraulică de putere sporită, menținînd și la instalațiile de mare adîncime avantajele acționării diesel-hidraulice : robustețe, întreținere și exploatare simplă ; amortizare a șocurilor și a vibrațiilor torsionale, protejarea instalației și a echipamentului sondei împotriva unor schimbări bruște de sarcină sau a unor comenzi necorespunzătoare (în mod spontan), fără introducerea unor aparate speciale de protecție și avertizare.

În cazul utilizării unor motoare de turații cuprinse între 1000 și 1200 rot/min sînt indicate convertizoarele hidraulice de cuplu cu o treaptă, deoarece pot oferi turații la ieșire, în zona randamentului maxim, de circa 700 rot/min, similare cu cele obținute la convertizoarele cu trei trepte cuplate cu motoare de 1500 rot/min. Desigur că și convertizoarele cu trei trepte pot fi utilizate cu asemenea motoare diesel, obținînd turații la ieșire în zona randamentului maxim de circa 500 rot/min. Față de puterile mari instalate și ținînd seama de coeficientul maxim de amplificare a momentului la aceste tipuri de convertizoare (circa 4, 5) rezultă însă momente importante ce trebuie preluate de transmisia intermediară.

Ca și în cazul convertizoarelor cu trei trepte, mărimile care caracterizează fiecare tip de convertizor sînt coeficienții K_{M1} și k, respectiv randamentul η.

Dacă se consideră un convertizor cu o treaptă care are aparatul director plasat înainte de intrarea în rotorul pompă, se pot scrie relațiile :

$$K_{M1} = \frac{k_{2p}\,Q - k_{1p}\,Q^2}{n_1^2 \cdot D^5 \cdot \eta mp \cdot \eta \mathrm{vol}\, p} \tag{20}$$

$$k = \frac{k_1 t\; Q^2 + k_2 t\, Q}{k_{2p}\, Q - k_{1p}\, Q^2}\, \eta m \cdot \eta vol \tag{21}$$

$$\eta = \frac{k_1 t\, Q^2 + k_2 t\, Q}{k_{2p}\, Q - k_{1p}\, Q^2} \cdot \eta m \cdot \eta vol\, \frac{n_2}{n_1} = k \cdot \frac{n_2}{n_1} \tag{22}$$

unde :

$$k_{1p} = \frac{\gamma}{2\pi g}\left(\frac{\mathrm{ctg} \cdot \beta p}{b_P \cdot \rho_p} + \frac{\mathrm{ctg} \cdot \alpha ad}{bad \cdot \rho ad}\right);$$

$$K_{2P} = \frac{\pi\gamma}{2 \cdot 60 \cdot g} \cdot D_P^2 n_1 ;$$

$$k_1 t = \frac{\gamma}{2\pi g}\left(\frac{\mathrm{ctg}\, \beta t}{bt\, \rho t} - \frac{\mathrm{ctg}\, \beta p}{b_P \cdot \rho_p}\right);$$

$$k_2 t = \frac{\pi\gamma}{2 \cdot 60 \cdot g}\,(D_P^2 \cdot n_1 - D_t^2 n_2)$$

Din analiza ansamblului instalației de foraj pot rezulta valorile optime pentru coeficientul de amplificare al momentului de rotație, turațiile optime de la ieșirea din convertizor pentru randamentul maxim și pentru preluarea puterii nominale a motorului diesel și deci în consecință se vor putea determina mărimile geometrice ale circuitului hidraulic cuprinse în coeficienții k_{1p}, k_{2p}, k_{1t}, k_{2t} și debitul de circulație Q.

Dimensiunile geometrice ale convertizorului rezultate din calcul vor trebui să permită obținerea unor valori pentru K_{M1}, k și η care să fie cît mai apropiate de cele impuse de ansamblul instalației de foraj.

În figura 4 sînt prezentate caracteristicile exterioare ale unui convertizor hidraulic cu o treaptă, cuplat cu un motor diesel de 1450 la 1100 rot/min, iar în figura 5 valorile coeficienților K_{M1} și k.

Numai o integrare completă a convertizoarelor hidraulice în ansamblul instalației de foraj va putea asigura o fiabilitate corespunzătoare atît a instalației de foraj în ansamblu cît și a convertizorului ca agregat component.

Pentru instalațiile de foraj și intervenție transportabile, în afară de utilizarea motoarelor de 1500—1800 rot/min cuplate cu convertizoare hidraulice cu trei trepte, există tendința creșterii continue a motoarelor diesel rapide de 2100—2300 rot/min. În această situație, în anumite condiții pot face față numai convertizoarele hidraulice cu trei trepte, alegînd transmisii cu lanț cu role cu pas de 1 sau 1 1/4 in. Această soluție este valabilă pentru instalații foraj intervenție transportabile cu transmisii cu lanțuri la ieșirea din convertizor. Datorită apariției transmisiilor cu schimbarea automată sau semiautomată a vitezelor sub sarcină (în agregate compacte de turații înalte denumite ,,power shift'')

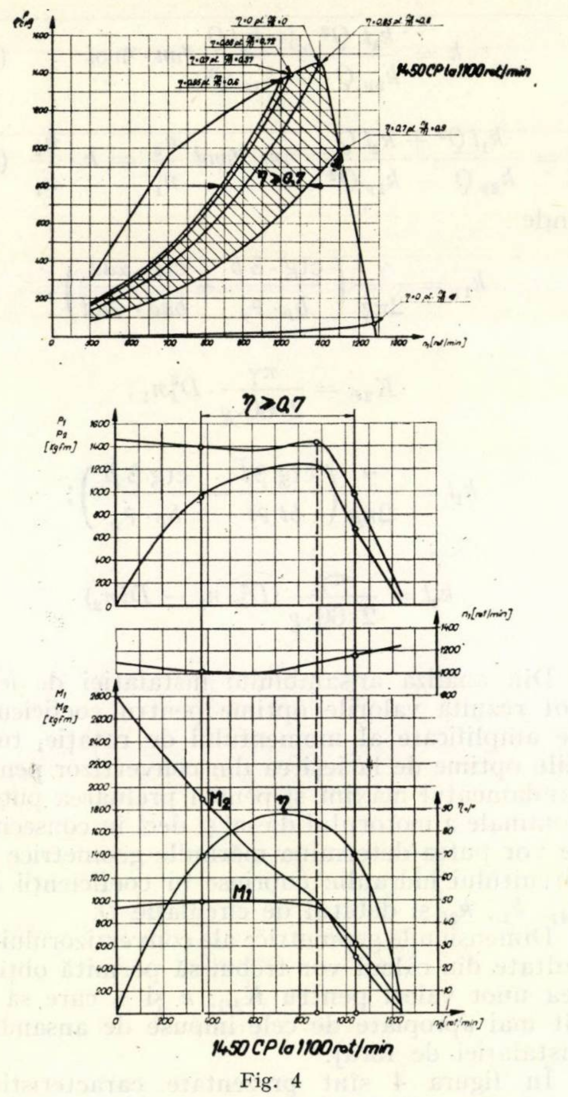


Fig. 4

pentru puteri pînă la 800 CP, în prezent este posibilă utilizarea convertizoarelor hidraulice cu o treaptă, cuplate cu transmisii cu schimbarea automată a vitezelor sub sarcină. Convertizorul hidraulic poate fi flanșat direct pe motorul diesel, iar transmisia la distanță prin intermediul unui cadran sau convertizorul flanșat pe transmisia automată, iar întregul ansamblu flanșat pe motorul diesel sau montat la distanță de acesta.

Asemenea convertizoare hidraulice pot fi utilizate și la agregate de cimentare și fisurare hidraulică. De regulă aceste convertizoare cu o treaptă sînt prevăzute cu unul sau două aparate directoare montate pe cuplaje de mers liber.

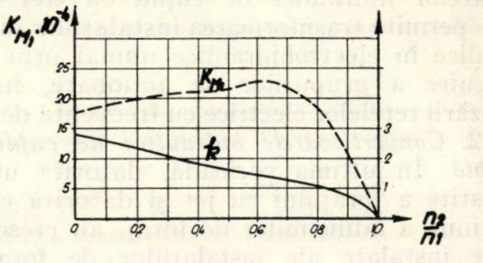


Fig. 5

Curbele caracteristice exterioare ale unui convertizor hidraulic cu o treaptă cu două aparate directoare montate pe cuplaj de mers liber acționat de un motor diesel de 450 CP la 2100 rot/min, sînt transmise în diagramele din figura 6.

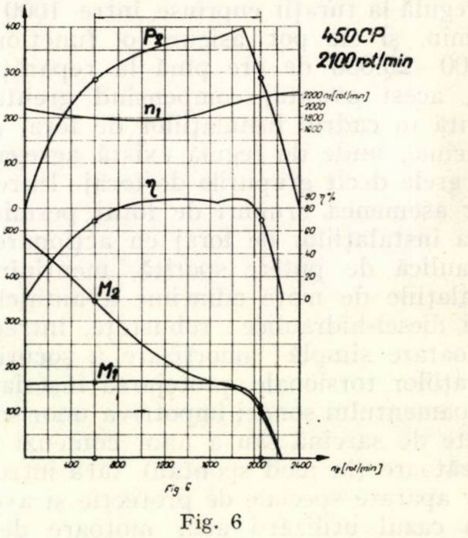


Fig. 6

Din cele expuse rezultă că în prezent există preocupări pentru extinderea convertizoarelor hidraulice de cuplu cu trei trepte pentru motoarele diesel cu turații cuprinse între 1300 și 1800 rot/ /min și a convertizoarelor cu o treaptă, pentru motoarele cu turație de 1000–1200 rot/min și puteri cuprinse între 1200 și 1500 CP, precum și pentru motoarele diesel rapide de 2100–2300 rot/min și puteri de 200–800 CP.

Modul de evoluție al turboambreiajelor și al cuplajelor hidraulice în utilajul petrolier urmează să fie analizat în cadrul unui alt articol.

◆

ZC . 622.24.051.55 :658.516

Despre activitatea de tipizare a Institutului de proiectări și cercetări pentru utilaj petrolier (I.P.C.U.P.) în domeniul sapelor cu role pentru foraj

Dr. ing. Dorin **CONSTANTINESCU** – I.P.C.U.P. – București

În domeniul construcției sapelor cu role pentru foraj s-a depus o activitate continuă și sistematică de tipizare și unificare constructivă, mulțumită căreia în prezent acțiunea de tipizare se desfășoară concomitent pe mai multe căi, corespunzătoare următoarelor etape :

— **prealabilă proiectării**,, prin întocmirea de normative — — program (caiete de sarcini, norme interne, condiții tehnice etc.), avînd caracter experimental, și care stau la baza proiectării prototipurilor ; definitivarea acestor normative se realizează după omologări.

— **direct în fazele de asimilare** cînd este posibilă — în funcție de necesitățile economiei naționale — proiectarea simultană a întregii familii de sape, corespunzătoare unei dimensiuni, sau cel puțin a tipurilor reprezentative de sape ale aceleași familii și

— **restudierea finală** a construcțiilor familiilor de sape, după asimilarea ultimului tip reprezentativ din fiecare familie.

Acțiunea de tipizare constructivă a sapelor cu trei conuri are loc concomitent cu eforturile deosebite care se depun în procesul de proiectare pentru asigurarea condițiilor extrem de pretențioase privind :

— adoptarea capacităților maxime de funcționare pentru partea activă, lagăre și sistemul de spălare, care să conducă la obținerea de performanțe superioare, tehnice și economice, în exploatare ;

— realizarea unei construcții echilibrate între elementele sapei, în condițiile limitării stricte din punct de vedere geometric și dimensional (diametrul sapei), proiectantul trebuind să fie perfect conștient că ,,îmbunătățirea unui element se face în detrimentul celorlalte'' ;

— obținerea unor construcții adecvate unor condiții grele, dar mai ales deosebit de variate, întîlnite în practica de exploatare din șantiere, unde rocile de dislocat și celelalte condiții speciale locale, precum și regimurile de lucru recomandate, prezintă mari deosebiri de la caz la caz ;

— execuția principalelor repere ale sapelor avînd o geometrie complicată, care se realizează într-o producție de mare serie, cu operații complexe și variate : forjare în matriță, tratamente termice primare, prelucrări mecanice de degroșare, încărcări prin sudură cu materiale dure, tratamente termice și termochimice speciale, prelucrări mecanice de finisare, montaj, sudură etc., necesitînd o studiere detaliată, cu numeroase SDV-uri speciale.

După cum este cunoscut [1, 2], avînd în vedere necesitățile funcționale, sapa cu trei conuri este formată din următoarele elemente principale (fig. 1) :

— **dantura** (**și contraconul**) amplasate pe suprafețele exterioare ale fiecărui con constituind partea activă a sapei, care dislocă rocile din talpa sondei ;

— **lagărele** conurilor, prin intermediul cărora se realizează transmiterea la dantură a eforturilor și mișcărilor necesare dislocării, și

— **sistemul de spălare**, care asigură evacuarea rocii dislocate, de la talpa sondei.

Dat fiind marea varietate a condițiilor de foraj, sapei îi sînt specifice trei caracteristice tehnice de bază :

— **dimensiunea**, reprezentată, în principal prin diametrul sapei (D_s) și prin legătura filetată ;

— **tipul**, caracterizat de natura rocilor pentru care este destinată sapa și

— **construcția**

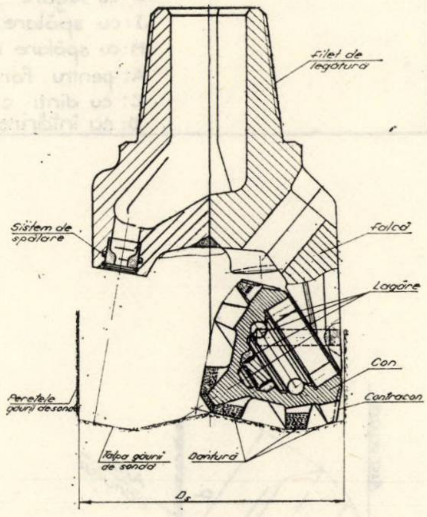


Fig. 1

Aceste trei caracteristici constructive s-au tipizat în țară la nivel de standard, prin STAS 328-74 (tabelul din figura 2). Se observă numărul mare de tipodimensiuni și construcții de sape posibil de realizat (din care sînt prevăzute a fi asimilate într-o primă etapă următoare pînă la 180 de tipodimensiuni), și deci și necesitatea evidentă de aprofundare a tipizării, dat fiind și caracterul de serie mare al producției specializate de la uzina constructoare.

În continuare, vor fi prezentate aspectele principale ale acțiunii de tipizare constructivă, acțiune care se desfășoară continuu în activitatea de proiectare a sapelor cu trei conuri de foraj, și care are loc la următoarele niveluri :

I. **Pe familii de sape** (fiecare familie cuprinzînd tipurile și construcțiile corespunzătoare unei dimensiuni).

În figurile 3 . . . 7 sînt prezentate schematic elementele geometrice și constructive care definesc și deci deosebesc între ele tipurile și construcțiile de sape atît după poziția conurilor

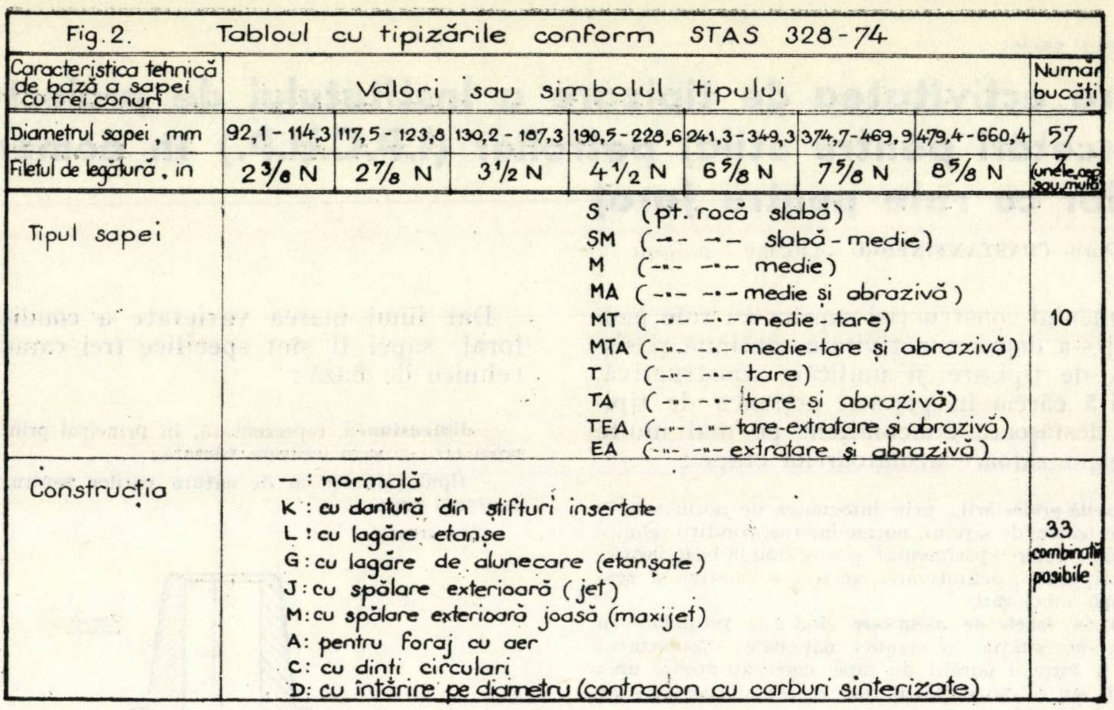


Fig. 2. Tabloul cu tipizările conform STAS 328-74

Caracteristica tehnică de bază a sapei cu trei conuri	Valori sau simbolul tipului							Număr bucăţi
Diametrul sapei, mm	92,1 - 114,3	117,5 - 123,8	130,2 - 187,3	190,5 - 228,6	241,3 - 349,3	374,7 - 469,9	479,4 - 660,4	57
Filetul de legătură, in	2 3/8 N	2 7/8 N	3 1/2 N	4 1/2 N	6 5/8 N	7 5/8 N	8 5/8 N	7 (unele,asp. sau multe)
Tipul sapei				S (pt. rocă slabă) SM (-"- -"- slabă - medie) M (-"- -"- medie) MA (-"- -"- medie şi abrazivă) MT (-"- -"- medie - tare) MTA (-"- -"- medie-tare şi abrazivă) T (-"- -"- tare) TA (-"- -"- tare şi abrazivă) TEA (-"- -"- tare-extratare şi abrazivă) EA (-"- -"- extratare şi abrazivă)				10
Construcţia			— : normală K : cu dantură din ştifturi insertate L : cu lagăre etanşe G : cu lagăre de alunecare (etanşate) J : cu spălare exterioară (jet) M : cu spălare exterioară joasă (maxijet) A : pentru foraj cu aer C : cu dinţi circulari D : cu întărire pe diametru (contracon cu carburi sinterizate)					33 combinaţii posibile

Fig. 2

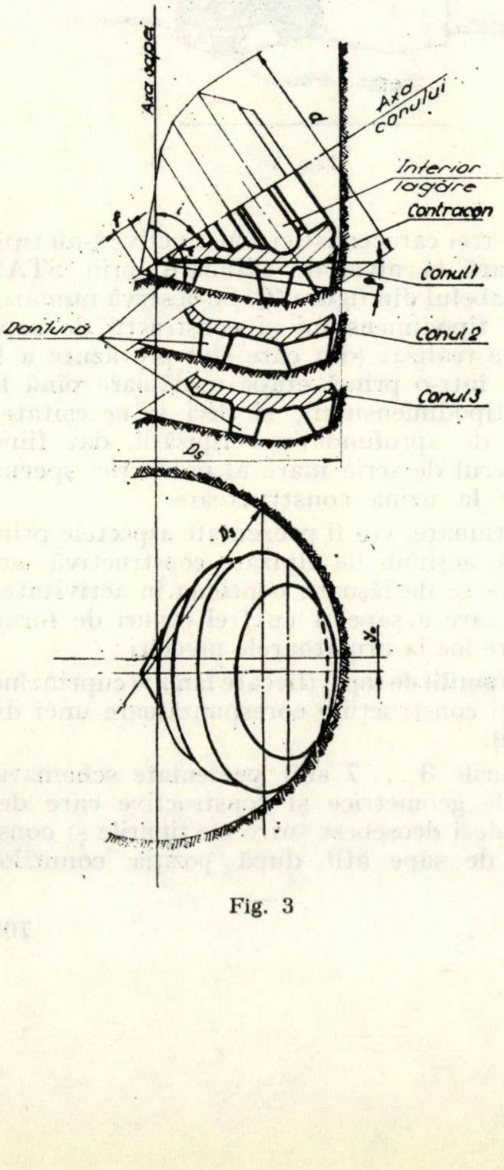

Axa sapei
Axa conului
Interior lagăre
Contracon
Conul 1
Dantură
Conul 2
Conul 3
D

Fig. 3

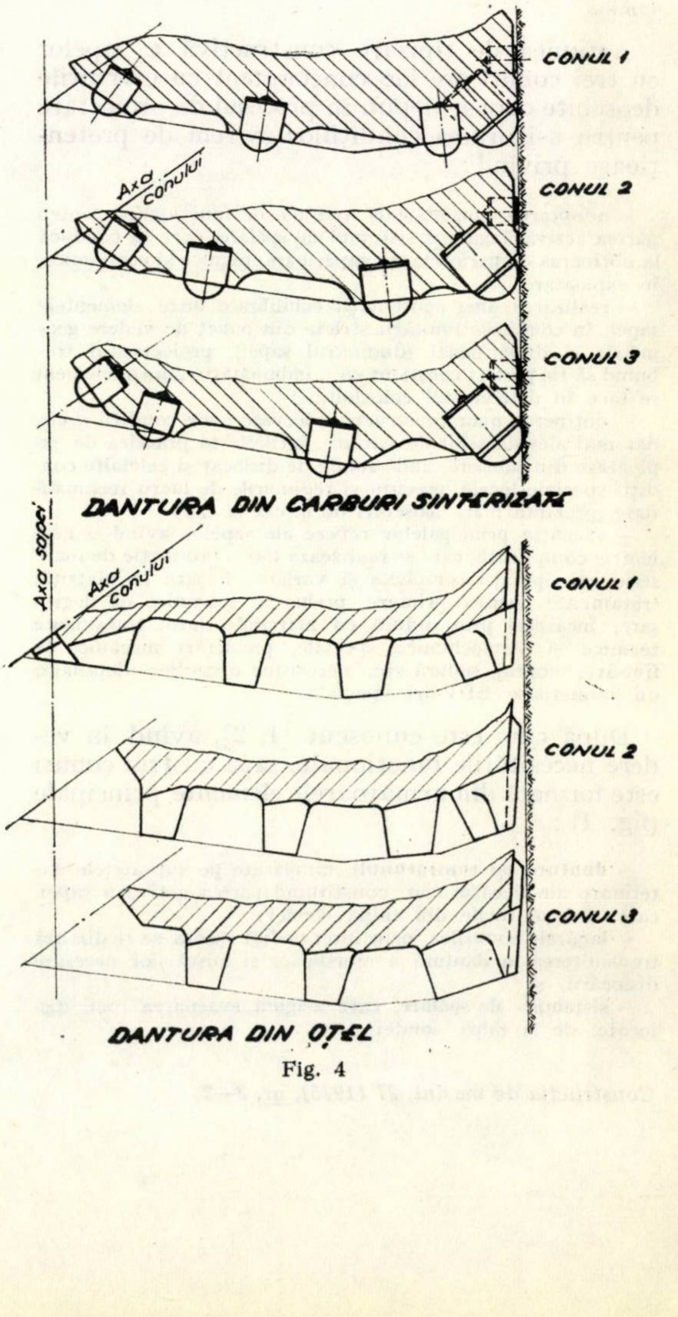

CONUL 1
Axa conului
CONUL 2
CONUL 3
DANTURA DIN CARBURI SINTERIZATE
Axa sapei
Axa conului
CONUL 1
CONUL 2
CONUL 3
DANTURA DIN OŢEL

Fig. 4

față de axa de rotație a sapei (și deci cinematica), cît și după dantură (din oțel sau din carburi sinterizate), după lagăre, după sistemul de spălare (interioară sau exterioară, ultima pentru forajul cu jet), precum și după corpul și filetul de legătură al sapei.

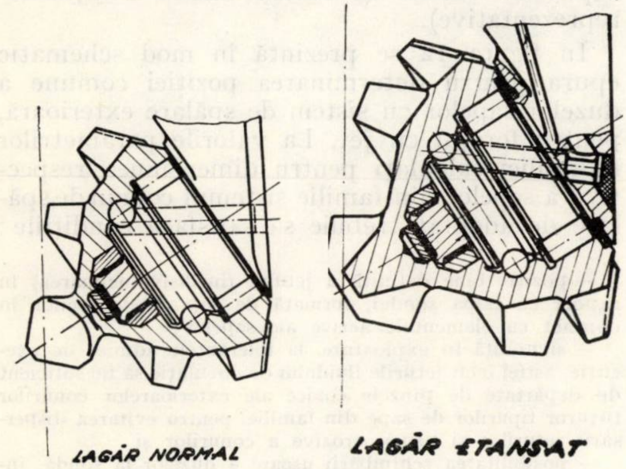

LAGĂR NORMAL
LAGĂR ETANȘAT

Fig. 5

Din studierea ansamblului ,,con-falcă'' pentru tipurile de sapă din familie, rezultă principalele elemente tipizabile pentru conuri, lagăre, forma și dimensiunile butonului fălcii (fig. 8) Se observă că se pot astfel determina semifabricatul matrițat comun pentru conuri, forma de semifabricat a butonului fălcii, dimensiunile corpurilor de rulare ale căilor de rulare și de alunecare, inclusiv bucșa și pastila lagărului de alunecare din vîrful conurilor.

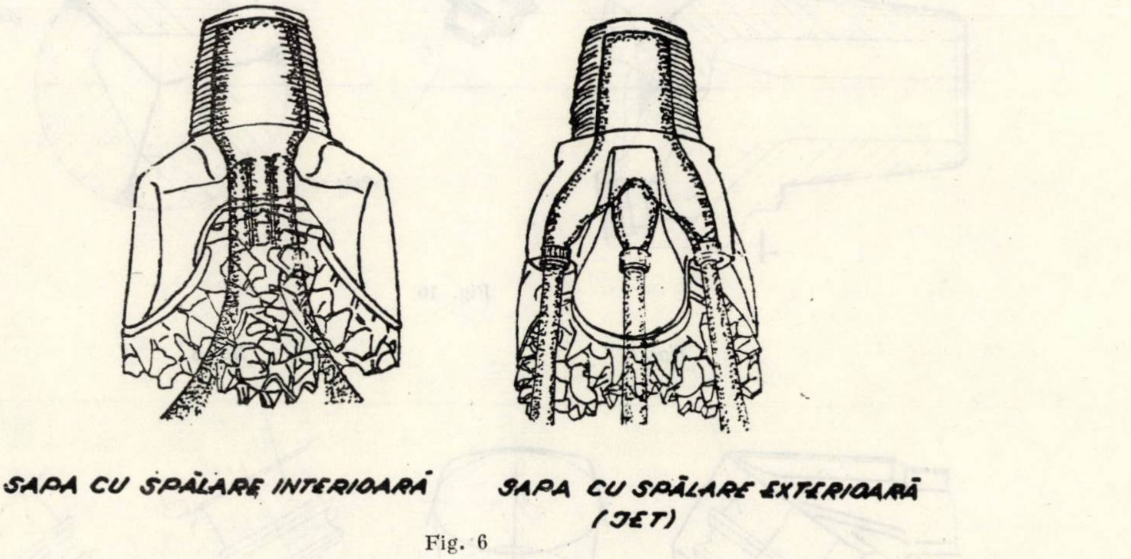

SAPA CU SPĂLARE INTERIOARĂ
SAPA CU SPĂLARE EXTERIOARĂ (JET)

Fig. 6

În cazul sapelor de dimensiuni mijlocii și mari, cînd este necesară matrițarea parțială a danturii conurilor, (fig. 9), în scopul măririi rezistenței în exploatare (prin îmbunătățirea ,,fibrajului'' interior al materialului) și al economisirii de material și manoperă în execuție, se realizează tipizarea semifabricatului prematrițat precum și o unificare parțială a semifabricatului matrițat pentru conurile de același număr ale tipurilor ,,vecine'' de sape, de exemplu pentru tipurile S și SM sau M și MTA etc.

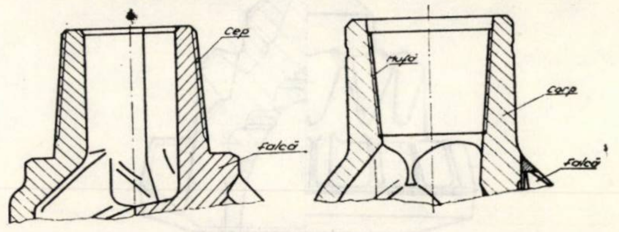

cep
falcă
mufă
cep
falcă

Fig. 7

Fălcile sapelor în raport cu necesitățile funcționale prezintă în afară de zonele obligatoriu prelucrate mecanic și suprafețe brute, obținute prin forjarea în matriță (fig. 10).

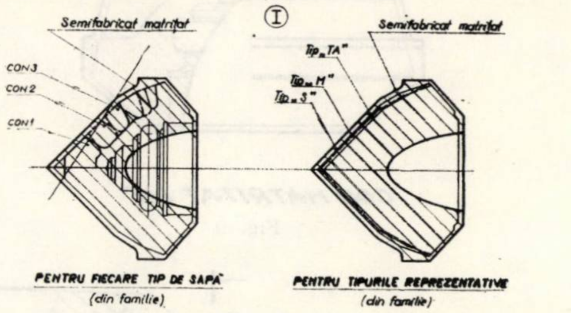
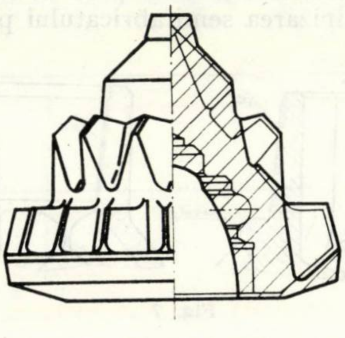

Ⓘ
Semifabricat matrițat
CON3
CON2
CON1
PENTRU FIECARE TIP DE SAPĂ
(din familie)
Semifabricat matrițat
Tip „TA"
Tip „M"
Tip „S"
PENTRU TIPURILE REPREZENTATIVE
(din familie)

Fig. 8

În afară de poziția și dimensiunile butonului, determinate anterior în ansamblul ,,confalcă'' (fig. 11), este necesară studierea sistemului de spălare și a felului de lubrifiere a lagărului.

Cum pentru toate tipurile de sape din aceeaşi familia este necesară utilizarea aceluiaşi semifabricat forjat de falcă (avînd în vedere costul foarte ridicat al execuţiei matriţelor, precum şi celelalte probleme organizatorice), pentru determinarea în întregime a formelor şi dimensiunilor fălcilor se impune de asemenea o cercetare constructivă simultană pentru toate tipurile de sape din familie (eventual numai a tipurilor reprezentative).


CON MATRITAT CU DINTI

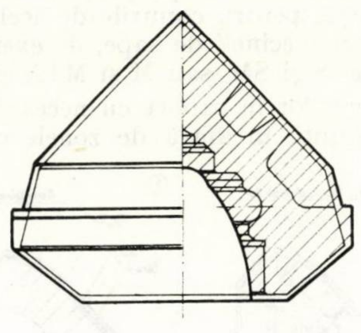

CON MATRITAT LIS

Fig. 9

În figura 12 se prezintă în mod schematic epura pentru determinarea poziţiei comune a duzelor sapelor cu sistem de spălare exterioară, pentru forajul cu jet. La valorile parametrilor hidraulici calculaţi pentru dimensiunea respectivă a sapelor din familie sistemul comun de spălare de adoptat trebuie să satisfacă condiţiile:

— poziţie bine definită a jetului (inclusiv înclinarea) în raport cu talpa sondei, formată de suprafaţele rocilor în contact cu elementele active ale sapelor;

— siguranţă în exploatare, la toleranţele admise de execuţie, astfel încît jeturile fluidului de circulaţie să fie suficient de depărtate de pînzele conice ale exterioarelor conurilor tuturor tipurilor de sape din familie, pentru evitarea dispersării jeturilor şi uzurii erozive a conurilor şi

— posibilitatea schimbării uşoare a duzelor la sondă, inclusiv a sistemului de fixare şi etanşare, funcţie de regimul hidraulic necesar a fi aplicat.

Se observă în mod clar că gradul de unificare a tipurilor sapelor dintr-o familie variază proporţional cu:

— apropierea mai mare a sapelor în scara tipurilor S ... EA (fig. 13). Astfel, gradul de tipizare între sapele S şi SM este mult mai mare, în comparaţia cu cel al tipurilor S şi EA;

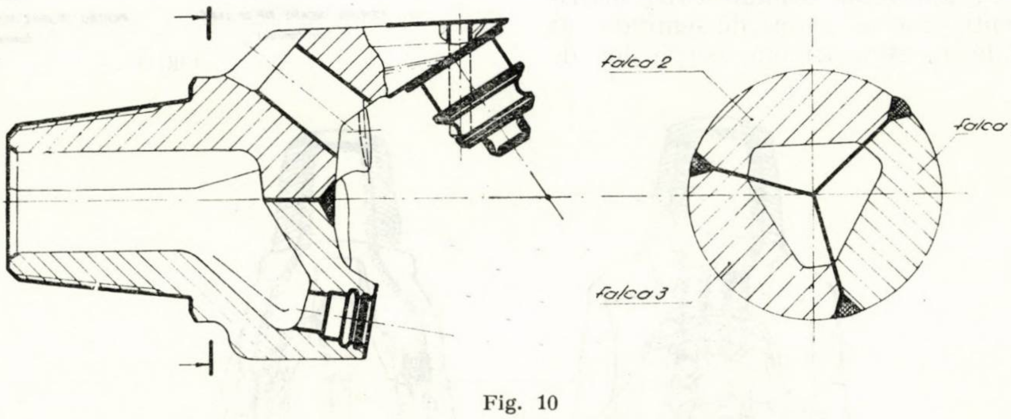


Fig. 10

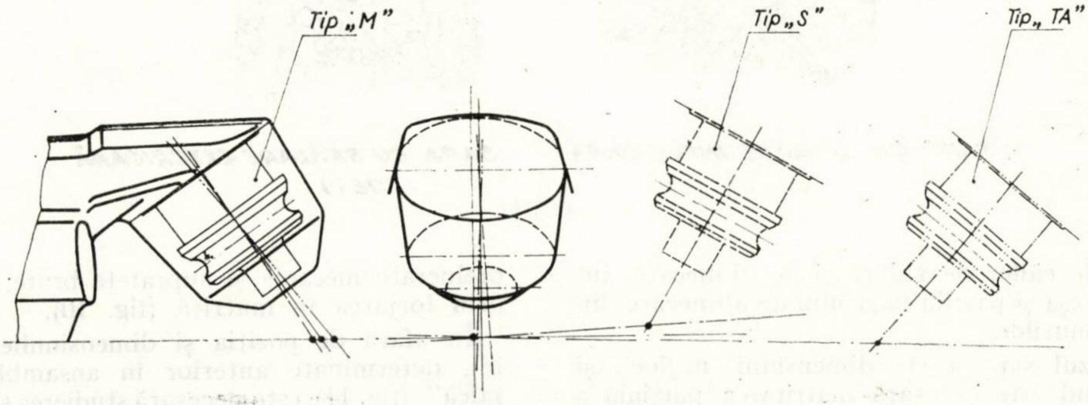


Fig. 11

— inversul numărului de tipuri și construcții de sape din familie (fig. 14). Dacă spre exemplu dintr-o anumită familie este necesar să se asimileze numai trei tipuri de sape, gradul lor de tipizare va fi superior cazului în care se cer patru tipuri de sape.

În tabelul din figura 15 este prezentată situația reală a tipizării principalelor elemente ale unei familii de sape în construcție cu spălare exterioară și cuprinzînd cinci tipuri: S, SM, M, MTA și TA. Se observă gradul mare de tipizare, posibil de realizat printr-o studiere atentă a construcțiilor sapelor din familie, cu toate diferențele existente între tipuri, reclamate de caracteristicile tehnico-funcționale. La acestea se adaugă și tipizările existente la alte niveluri, așa cum se va arăta în continuare.

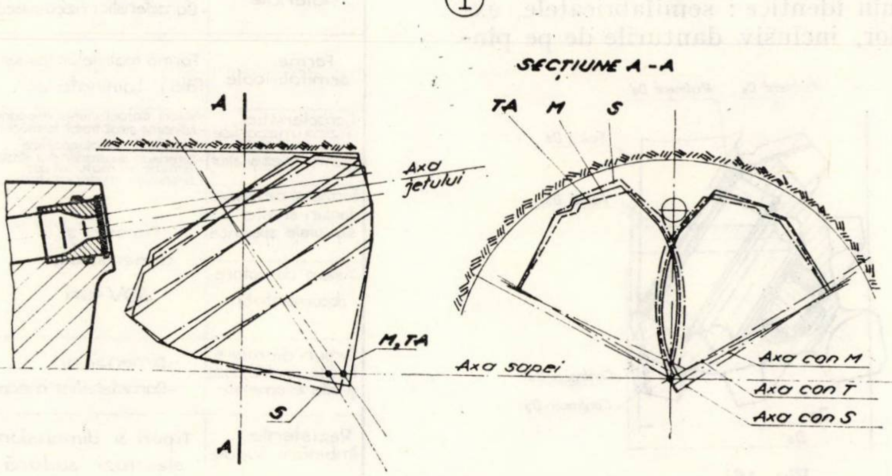


Fig. 12

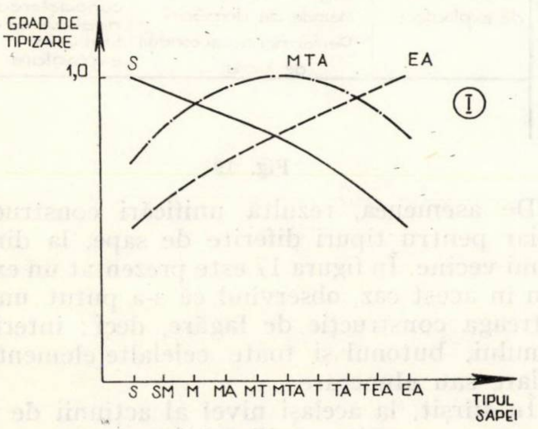


Fig. 13

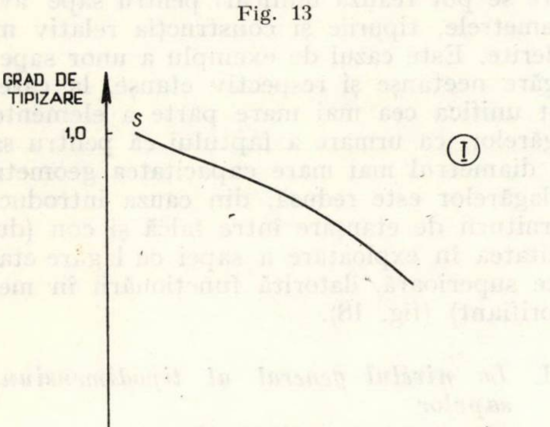


Fig. 14

Fig. 15. **Tabel** cu principalele tipizări ale unei familii de sape (S, SM, M, MTA și TA) Ⓘ

Elementul	Caracteristica	Tipurile tipizate			Numărul total de elemente de executat	Grad de tipizare %/familie
CON	Semifabricat	S, SM, M, MTA și TA			1	100
	Unghiul și profilul conului principal	S și SM	M, MTA	TA	3	50
	Contraconul	S și SM	M, MTA	TA	3	50
	Locaș pastilă	S, SM, M, MTA și TA			1	100
	ϕ locaș bucșă				1	100
	Cale rulare bilă				1	100
	Diametrul cale rulare rolă				1	100
	Lungime locaș ϕ bucșă	S și SM	M, MTA și TA		2	75
	Lungime cale de rulare rolă	S, SM, M și MTA	TA		2	75
	Interior lagăr	S și SM	M și MTA	TA	3	50
FALCĂ	Semifabricat	S, SM, M, MTA și TA			1	100
	Sistemul de spălare				1	100
	Diametru lagăre alunecare radial-axial				1	100
	Cale rulare bilă				1	100
	Diametru cale rulare rolă				1	100
	Lungime lagăr alunecare radial	S și SM	M, MTA și TA		2	75
	Lungime cale rulare rolă	S, SM, M și MTA	TA		2	75
	Fabricat	S și SM	M și MTA	TA	3	50
BILĂ	ϕ	S, SM, M, MTA și TA			1	100
ROLĂ	ϕ	S, SM, M, MTA și TA			1	100
	ϕ × ℓ	S, SM, M și MTA	TA		2	75
PASTILĂ		S, SM, M, MTA și TA			1	100
BUCȘĂ	ϕ	S, SM, M, MTA și TA			1	100
	ϕ × ℓ	S și SM	M, MTA și TA		2	75
INEL DE REȚINERE		S, SM, M, MTA și TA			1	100
DUZĂ (incl. elementele de fixare și etanșare)		S, SM, M, MTA și TA			1	100

Fig. 15

II. *La sape cu dimensiuni diferite*

La acest invel de realizare a tipizării se pot discuta unificările sapelor cu dimensiuni apropiate, „vecine" în gama de diametre, ca și o serie de unificări între tipuri, construcții și dimensiuni complet diferite.

În figura 16 sînt prezentate schematic diferențele ce intervin între două sape de dimensiuni apropiate, dar de același tip și construcție. Se observă că rămîn identice : semifabricatele, exteriorul conurilor, inclusiv danturile de pe pînzele principale (diferind doar lungimea conului secundar-II și contraconul), interiorul conului și butonul fălcii (cu excepția lungimilor rolelor și căilor radiale de rulare), inclusiv corpurile de rulare și alunecare : bila, bucșa și pastila.

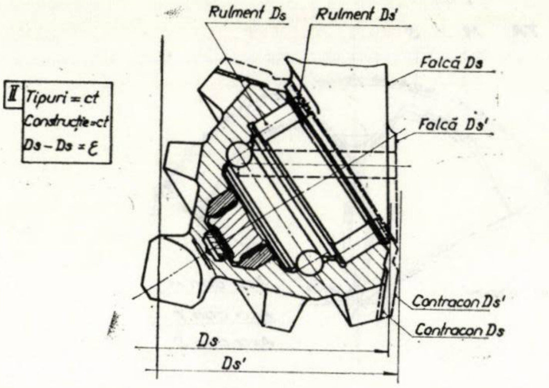


Fig. 16

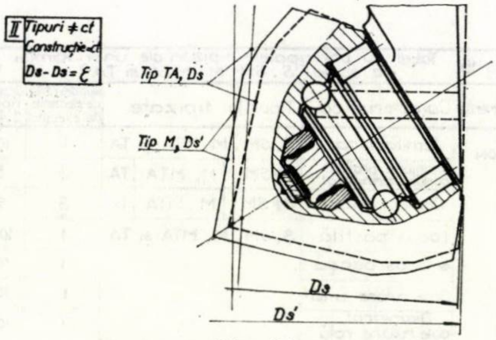


Fig. 17

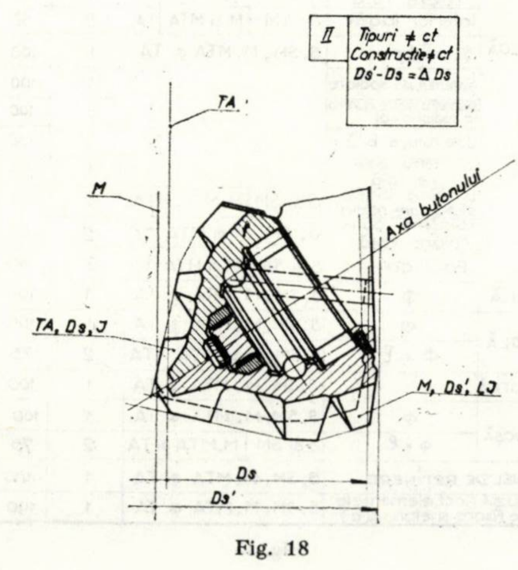


Fig. 18

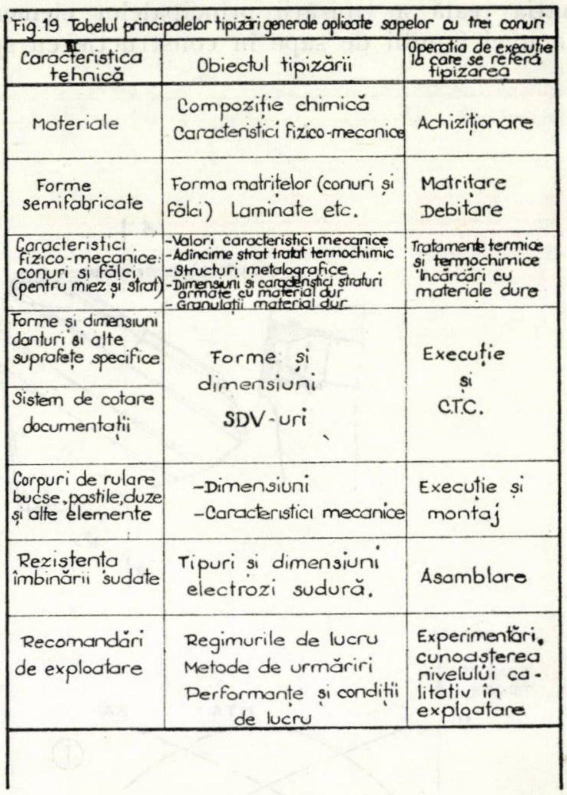


Fig. 19 Tabelul principalelor tipizări generale aplicate sapelor cu trei conuri

III Caracteristica tehnică	Obiectul tipizării	Operația de execuție la care se referă tipizarea
Materiale	Compoziție chimică Caracteristici fizico-mecanice	Achiziționare
Forme semifabricate	Forma matrițelor (conuri și fălci) Laminate etc.	Matrițare Debitare
Caracteristici fizico-mecanice: conuri și fălci (pentru miez și strat)	-Valori caracteristici mecanice -Adîncime strat tratat termochimic -Structuri metalografice -Dimensiuni și caracteristici straturi armate cu material dur -Granulații material dur	Tratamente termice și termochimice Încărcări cu materiale dure
Forme și dimensiuni danturi și alte suprafețe specifice	Forme și dimensiuni SDV-uri	Execuție și C.T.C.
Sistem de cotare documentații		
Corpuri de rulare bucșe, pastile, duze și alte elemente	-Dimensiuni -Caracteristici mecanice	Execuție și montaj
Rezistența îmbinării sudate	Tipuri și dimensiuni electrozi sudură.	Asamblare
Recomandări de exploatare	Regimurile de lucru Metode de urmăriri Performanțe și condiții de lucru	Experimentări, cunoașterea nivelului calitativ în exploatare

Fig. 19

De asemenea, rezultă unificări constructive chiar pentru tipuri diferite de sape, la dimensiuni vecine. În figura 17 este prezentat un exemplu în acest caz, observînd că s-a putut unifica întreaga construcție de lagăre, deci : interiorul conului, butonul și toate celelalte elemente de rulare sau alunecare.

În sfîrșit, la același nivel al acțiunii de tipizare se pot realiza unificări pentru sape avînd diametrele, tipurile și construcția relativ mult diferite. Este cazul de exemplu a unor sape cu lagăre neetanșe și respectiv etanșe, la care se pot unifica cea mai mare parte a elementelor lagărelor, ca urmare a faptului că pentru sapa cu diametrul mai mare capacitatea geometrică a lagărelor este redusă, din cauza introducerii garniturii de etanșare între falcă și con (durabilitatea în exploatare a sapei cu lagăre etanșe este superioară, datorită funcționării în mediu lubrifiant) (fig. 18).

III. *La nivelul general al tipodimensiunilor sapelor*

Acțiunea generală de tipizare se reflectă și asupra nivelurilor anterioare de unificare. Ea este desfășurată în principiu pentru toate ele-

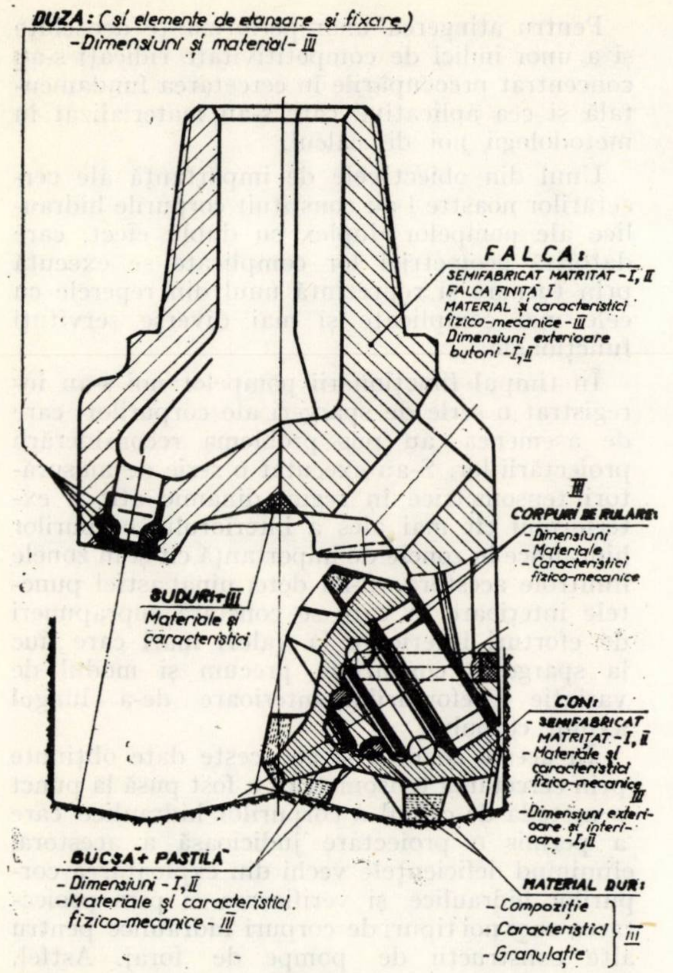

DUZA: (și elemente de etanșare și fixare)
-Dimensiuni și material- III
FALCA:
SEMIFABRICAT MATRITAT -I, II
FALCA FINITĂ I
MATERIAL și caracteristici fizico-mecanice -III
Dimensiuni exterioare butoni -I, II
III
CORPURI DE RULARE:
-Dimensiuni
-Materiale
-Caracteristici fizico-mecanice
SUDURI+III
Materiale și caracteristici
CON:
-SEMIFABRICAT MATRITAT -I, II
-Materiale și caracteristici fizico-mecanice III
-Dimensiuni exterioare și interioare -I, II
BUCȘA+PASTILĂ
-Dimensiuni -I, II
-Materiale și caracteristici. fizico-mecanice -III
MATERIAL DUR:
-Compoziție
-Caracteristici
-Granulație
III

Fig. 20

mentele constructive, inclusiv în ceea ce privește condițiile tehnice impuse reperelor și sapei asamblate, și corespunde majorității operațiilor de execuție, conform tehnologiei adoptate de către uzina constructoare. În tabelul din figura 19 sînt prezentate principalele caracteristici tehnice tipizate, în general la sapele de foraj, cu obiectul tipizării și operațiile de execuție la care se referă. Se constată ponderea importantă pe care o are acțiunea de tipizare desfășurată la acest nivel pentru simplificarea fabricației.

Această lucrare reprezintă numai o sinteză a problemelor mai importante ce privesc și a făcut posibilă, cu rezultate pozitive, desfășurarea unei acțiuni organizate de tipizare (fig. 20). Totodată trebuie subliniat faptul că rezultatele obținute se datoresc atît faptului că institutul nostru a desfășurat o activitate îndelungată în domeniul cercetării și proiectării sapelor de foraj, acumulînd în felul acesta o bogată experiență de specialitate, cît și colaborării permanente și fructuoase cu uzina constructoare și cu alți factori interesați.

Acțiunea de tipizare a contribuit la realizarea unor importante economii în execuție și exploatare, la scurtarea termenelor de asimilare (prin reducerea pregătirilor de fabricație și posibilitatea asimilărilor prin extindere în cazul soluțiilor constructive verificate anterior), dar mai ales la ridicarea calităților sapelor cu conuri la nivelul celor mai bune tipodimensiuni similare pe plan mondial.

BIBLIOGRAFIE

1. *Constantinescu, D.* și *Mereanu, N.* Sape de foraj, Editura tehnică, București, 1970.
2. *Constantinescu, D., Marinescu, M., Bercaru, Gh.* și *Mereanu N.* Sape și lărgitoare de foraj. MMPG—ODPT, București, 1973.

(Acest referat s-a întocmit pentru Conferința internațională de tipizare și unificare, din industria constructoare de mașini (Brașov, iunie 1974) conform adreselor M.I.C.M.G. — D.G.T.I., nr. 117.032/23.01.1974 și 117.142/21.03.1974)

CZ 622.243:621.65(09)

Pompe de foraj de construcție modernă

Ing. I. **GRĂDIȘTEANU** — I.P.C.U.P.

În țara noastră liniile directoare privind concepția și fabricația pompelor de foraj au urmărit să corespundă necesităților crescînde impuse de :

— creșterea adîncimilor de foraj ;

— extinderea zonelor de investigare în afara platformelor continentale ;

— noile tehnologii de săpare a sondelor și de optimizare a procesului de foraj ;

— creșterea eficienței economice a fabricației ;

— tipizarea și unificarea de subansambluri și piese de uzură ;

— creșterea gradului de competitivitate a pompelor de foraj pe piața internațională ;

— adoptarea unor noi metode de calcul și cercetare.

Programele hidraulice de săpare a sondelor, bazate pe principiul asigurării puterii hidraulice maxime la sapă și al impactului hidraulic necesar dislocării volumice a rocii, corelate cu creșterea adîncimii de foraj, au determinat în principal lărgirea gamei de pompe de foraj spre valori crescînde ale puterii hidraulice.

Pompele de foraj se realizează în două game de puteri care diferă între ele prin principiul constructiv adoptat.

Gama pompelor duplex cu dublu efect conține cel mai mare număr de pompe asimilat cu performanțe deosebit de ridicate, capabile să satisfacă cele mai grele condiții impuse de procesul de foraj și care le situează la nivelul celor mai prestigioase produse pe piața mondială. Pompele duplex cu dublu efect de mare putere utilizate în cadrul instalațiilor de foraj de adîncime medie și mare, acționate din instalație sau în cadrul grupurilor moto-pompă, s-au construit în seria de puteri de 700, 1000, 1250 și 1600 CP. Principalele performanțe înregistrate de aceste agregate sînt prezentate în tabelul 1, în care se vede că există o serie de caracteristici comune între aceste pompe, caracteristici care au permis unificarea fabricației și a utilizării în exploatare a unor importante piese de uzură :

— suprape identice, de mărimea 9 ;

— aceeași gamă de pistoane, cu diametre din 1/4 în 1/4 in ;

— gamă de cămăși de aceeași lungime, cu diametre din 1/4 în 1/4 in ;

— tija pistonului cu același diametru, con de fixare a pistonului și lungime pentru toate pompele ;

— casete de etanșare de pe tija pistonului și de la tija prelungitoare identice la toate pompele ;

— corpuri hidraulice identice ca prelucrare finală.

Apariția pe plan mondial a unor tendințe noi, adoptate datorită eficienței lor economice în ceea ce privește alcătuirea programelor hidraulice pentru spălarea sondelor a condus la conceperea și construcția unei părți hidraulice noi pentru pompele duplex cu dublu efect de mare putere.

Astfel, datorită faptului că debitul maxim necesar la foraj nu depășește valoarea de 78—80 l/s — debit care se obține prin funcționarea în paralel a două pompe — s-a construit o parte hidraulică la care pistonul maxim este de $7^1/_4$ in, iar supapele mărimea 8 API. Aceste elemente au permis o dimensionare mai economică a întregii părți hidraulice a pompei. Corpurile hidraulice corespunzătoare părții hidraulice cu pistonul maxim de 71/4 in au aceeași fixare pe fremă ca și corpurile hidraulice corespunzătoare părții hidraulice cu pistonul de diametrul maxim de 8 in. Avantajul consistă în faptul că o pompă de o anumită putere se poate echipa cu oricare din cele două tipuri de părți hidraulice, în funcție de necesitățile obiective ale beneficiarului, rezultate din programul hidraulic de foraj.

La proiectarea detaliilor subansamblurilor pompelor de foraj s-a ținut seama de următorii factori :

— alegerea tehnologiei de fabricare care să conducă la cea mai economică execuție, cu consumuri de manoperă scăzută :

— căutarea metodologiei de calcul care ține seama de tehnologia de execuție, de necesitatea asigurării unei rezistențe corespunzătoare în funcționare și de condiția referitoare la obținerea unei greutăți reduse a pompei, care împreună cu performanțele ridicate să facă din acest utilaj un produs cu un grad înalt de competitivitate pe piața mondială.

Economicitatea procesului de fabricație este urmărită cu ajutorul indicatorilor tehnico-economici stabiliți cu ajutorul întreprinderilor constructoare.

Pentru atingerea unor performanțe deosebite și a unor indici de competitivitate ridicați s-au concentrat preocupările în cercetarea fundamentală și cea aplicativă care s-au materializat în metodologii noi de calcul.

Unul din obiectivele de importanță ale cercetărilor noastre l-au constituit corpurile hidraulice ale pompelor duplex cu dublu efect, care datorită geometriei lor complicate se execută prin turnare și reprezintă unul din reperele cu cele mai complicate și mai diverse servituți funcționale.

În timpul funcționării pompelor noi s-au înregistrat o serie de spargeri ale corpurilor, care de asemenea, au pus problema reconsiderării proiectării lor. S-au executat o serie de măsurători tensometrice în regim dinamic atît a exteriorului cît mai ales a interiorului corpurilor hidraulice în zonele de importanță cît și în zonele limitrofe acestora. S-au determinat astfel punctele interioare în care se constată suprapuneri de eforturi interioare la valori mari care duc la spargerea corpurilor, precum și modul de variație a eforturilor interioare de-a lungul axului corpului.

În aceste condiții și cu aceste date obținute prin cercetarea tensometrică a fost pusă la punct o metodă de calcul a corpurilor hidraulice care a permis o proiectare judicioasă a acestora, eliminînd deficiențele vechi din exploatarea corpurilor hidraulice și verificarea ei prin proiectarea unor noi tipuri de corpuri hidraulice pentru alte construcții de pompe de foraj. Astfel, în zona schimbării grosimii secțiunii, în zona de racordare a camerei supapei aspirației sau în zone de racordare a camerei supapei de refulare apar pe secțiune, în afara eforturilor unitare normale indicate de formulele lui Lanié, și eforturi tangențiale date de relația :

$$\tau = X_1(x)\ R_1(r) + X_2(x)\ R_2(r)$$

în care :

x este direcția axului cilindrului
r — direcția radială a cilindrului.

Prin alegerea rațională a funcțiilor R_1 și R_2 se poate determina alegerea de variație de-a lungul axului a funcțiilor X_1 și X_2 din condiția de minimum a energiei potențiale de deformație. Din punct de vedere matematic acestea rezidă în sistemul de ecuații diferențiale de tip Lagrange cu condiție de minimum a unei funcționale integrale din funcțiile X_1 și X_2 și derivatele lor pînă la ordinul II, ecuații ai căror coeficienți constanți sînt dependenți de geometria corpului și de funcțiile R_1 și R_2.

Constantele de integrare se determină din condițiile la limită impuse la capătul tubului pentru eforturile unitare și deplasări. Aceeași problemă poate fi soluționată scriind ecuațiile teoriei elasticității în distribuții de deplasări. Pentru de terminarea soluției fundamentale a problemei elasticității care este matricea

$$U = \begin{matrix} U_{11} & U_{12} & U_{13} . \\ U_{21} & U_{22} & U_{23} \\ U_{31} & U_{32} & U_{33} \end{matrix}$$

se utilizează transformata Fourier a sistemului de ecuații cu derivate parțiale pe care le satisfac componentele matricei U în care intră funcționarea care realizează distribuția funcției locale integrale.

Cercetările experimentale cu ajutorul traductoarelor tensometrice montate la interiorul corpurilor hidraulice au condus la rezultate care confirmă destul de apropiat rezultatele teoriei utilizate la calculul și proiectarea corpurilor hidraulice de pompă. Cu acest prilej au fost întărite secțiunile periculoase, iar prin proiectarea judicioasă a celorlalte secțiuni a rezultat o importantă reducere de greutate.

Un alt reper important al pompei de foraj care a constituit și constituie obiectul unor cercetări funcționale și aplicative îl constituie frema. La pompele de foraj fremele se realizează în construcție sudată din table de grosimi standardizate la nivel național în game de valori restrînse. La pompele de foraj vechi frema reprezintă un ansamblu cu un consum mare de material și manoperă, fiind o construcție neeconomică.

S-au executat măsurători tensometrice în regim dinamic în scopul stabilirii eforturilor maxime, a modului lor de variație pe pereții fremei, pentru determinarea deplasărilor pereților, a vibrațiilor acestora în timpul funcționării pompei la puterea maximă.

Au rezultat noile construcții de fremă cu pereți simpli în care zonele neîncărcate au fost eliminate, cu lagăre nedeformabile pentru arborele de antrenare și arborele cotit, o construcție simplificată mult, cu un consum de material și manoperă redus.

Desigur, problema scăderii greutății fremelor pompelor de foraj, cea a micșorării cheltuielilor de fabricație, nu sînt rezolvate, ele putînd fi îmbunătățite în continuare prin adoptarea unei noi metodologii de calcul, considerînd stabilitatea geometrică primordială față de aspectul de rezistență.

Un reper cu un consum mare de metal și manoperă îl reprezintă arborii cotiți, care se realizează în construcție turnată monolit La turnarea acestora se recomandă îndepărtarea maselotelor din zona lagărelor paliere și situarea în zona flanșii de legătură cu coroana dințată, pentru evitarea unor structuri cu caracteristici mecanice reduse în secțiunile supuse unui efort maxim de încovoiere și la oboseală.

Este utilizată în ultimul timp realizarea arborelui cotit din două bucăți identice, decalate la 90°, soluție care are avantajul, față de prima, a unei economii mai mari de metal și manoperă și a unei greutăți mai reduse.

Pentru eliminarea deficiențelor cunoscute la funcționarea bandajelor fretate pe butonul coroanei dințate, datorită suprapunerii eforturilor din încovoierea dintelui în timpul funcționării și a eforturilor din fretaj, s-a adoptat soluția coroanei dințate monolit, forjată. Pentru fabricația angrenajelor se utilizează oțeluri aliate cu caracteristici mecanice superioare la prelucrare, ceea ce conduce la micșorarea gabaritului angrenajului și al întregii pompe de foraj.

O preocupare deosebită, constantă, este rezervată anduranței pieselor de uzură. Astfel, supapele pompelor de foraj au evoluat ca soluție constructivă de la tipul cu garnitură pe scaun la tipul cu garnitură pe taler, care are avantajul unei creșteri de durabilitate față de primul tip cu circa 300%, acest tip de supapă continuînd să fie perfecționat prin găsirea jocului optim între talerul și scaunul supapei, în poziția închis, fără presiune. Garnitura are două conicități care permit utilizarea și pe ambele fețe, iar fixarea ei pe taler se realizează printr-un sistem îmbunătățit cu ajutorul unei piulițe. Suprafețele conice ale talerului și scaunului supapei sînt durificate superficial prin CIF.

În construcția actuală supapele au durabilitate în funcționare la presiuni de 350 kgf/cm^2 de peste 600 de ore.

Cămășile sînt utilizate în construcție forjată, cu strîngere și etanșare metal pe metal față de corpul hidraulic prin intermediul unui guler prelucrat. Este în curs de introducere în fabricație construcția cămășii realizată din țeavă fără guler cu sprijin de metal pe metal pe corpul hidraulic în partea posterioară a acestuia, spre cutia de etanșare pe tija pistonului, soluție care reduce mult consumul de metal la prelucrare. Suprafața interioară a cămășii este călită superficial și asigură astfel o suprafață de uzură durificată.

Cercetările actuale sînt concentrate în prezent pe realizarea de cămăși bimetalice, cu stratul interior turnat și prelucrat la durități ridicate care le conferă o rezistență și o durabilitate deosebită în funcționare.

Tijele piston se realizează din oțel aliat cu suprafața exterioară durificată superficial prin călire prin CIF și cromată dur. Sînt în studiu diferite construcții de tije cu suprafața exterioară durificată prin metalizări și alte tratamente termochimice. Creșterea durabilității tijelor nu poate fi rezolvată fără a studia în paralel funcționarea cuplului tijă-garnitură de etanșare.

Pentru creșterea funcționării garniturii de etanșare de pe tija pistonului s-a pus la punct o metodologie nouă de calcul care pornește de la condiția limită de etanșare a garniturii pe tijă, și ținînd cont de presiunea de lucru rezultă geometria duzei de etanșare, prestrîngere a garniturii la montaj din ecuația de deformație radială care se rezolvă cu ajutorul funcțiilor Bessel de tipul *I* și ordinul 0 și 1.

Studiul tensional al stării de deformații permite analiza comparativă a diferitelor tipuri de garnituri pe baza determinării invarianților tensorului deformației, a tensorului simetric și a celui antisimetric al rotației locale, care se realizează pe baza unor geometrii cunoscute ale garniturilor componente. Avînd în vedere faptul că garniturile se execută din pînză cauciucată, pentru studiul stării de solicitare a spatelui ipotezei volumului constant pentru determinarea diametrului interior și exterior al garniturii și pentru realizarea jocurilor necesare față de tija pistonului și caseta de etanșare — considerînd variația liniară a energiei potențiale de deformații în raport cu invarianții 1 și 2 ai tensorului deformațiilor — rezultă și valorile eforturilor principale

$$\varnothing\, W = C_1 I_1 + C_2 I_2$$

Ținînd seama de numărul de straturi de pînză posibil tehnologic și scriind ecuațiile de echilibru ale forțelor sectoriale, rezultă unghiul de înclinare al pînzei, iar ținînd seama de energia superficială pe unitatea de suprafață de strat rezultă și raportul între diametrul cordului și pasul între corduri

Studiile experimentale ale comportării la anduranță a garniturilor de etanșare pe tija pistonului se referă atît la încercarea pe standuri de probă în condiții reale a diferitelor geometrii de garnituri cît și la încercarea în paralel în aceleași condiții a garniturilor de etanșare realizate din diferite materiale de cauciuc sintetic PTFE etc.

Toate aceste acțiuni, preocupări și cercetări se întreprind pentru mărirea duratei de serviciu a pieselor de schimb, pentru creșterea indicelui de competitivitate, pentru reducerea consumului de metal și manoperă la pompele duplex cu dublu efect, paralel cu preocupările pentru a găsi noi tipuri de pompe cu performanțe tehnico-economice superioare Astfel, a fost concepută gama de pompe triplex cu simplu efect care cuprinde pompe de puteri de la 320 pînă la 1600 CP și ale căror performanțe și caracteristici tehnice sînt prezentate în tabelul 1.

Principalele deosebiri față de pompele duplex cu dublu efect sînt următoarele :

— cursa pistonului . . . . 200 mm
— turația arborelui cotit . . . . 165 rot/min
— diametrul maxim al pistonului . . . 7 in
— mărimea supapei . . . . con 7

Gama de pompe triplex cu simplu efect urmărește gama de puteri ale pompelor duplex cu dublu efect, ceea ce permite evidențierea unor avantaje nete față de acestea. Așa cum se vede și în figura 2, care a suprapus dimensiunile de gabarit ale celor două tipuri de pompe de aceeași putere, se observă o reducere substanțială a dimensiunilor de gabarit a pompelor triplex cu simplu efect care marchează o scădere de greutate față de pompele duplex cu dublu efect de 35—30%, ceea ce duce și la scăderea corespunzătoare a consumului de metal și manoperă în uzinele constructoare, cu consecințe imediate asupra economicității fabricației acestor utilaje.

Tabelul 1

Caract. / Tipul	N(CP)	Q max	P min.	D max	Q min.	P max.	D min.	S	n	G
2PI-65	65	14,7	28	5 in	4,11	100	2 3/4	200	90	895
2PI-5×10	140	14,2	60	5	[illegible]	140	3 1/2	254	70	3540
2PN-630	630	51	77	8	20,4	200	5 1/4	400	65	15 200
2PN-800	800	51	100	8	24,8	200	5 3/4	400	65	20000
2PN-1000	1000	41,5	154	7 1/4	20	327	5 1/4	400	65	19000
2PN-1258	1250	52	160	8	24	327	5 3/4	400	65	22500
2PN-1250R06	1250	52	160	8	27	300	6	400	65	30000
2PN-1400	1400	52	180	8	24	360	5 3/4	400	65	28000
2PN-1600	1600	52	204	8	27(30)	380(280)	6(6 1/4)	400	65,	26000
2PN-340	340	36,5	60	7 1/4	13,2	150	4 1/2	305	70	10000
3PN-465	465	51	60	7 1/4	18,3	150	4 1/2	305	70	13500
3PN-20	20	208	35	65	26	63	50	70	200, 182, 172, 63	193
3PN-40	40	450	34	80	31	70	40	100	300, 172, 207, 135	498
3PP-160	160	12,5	81	65	7,05	140	60	125	400	1437
3PN-320	320	32	68	6	10,8	200	3 1/2	175	200	3860
3PN-630	630	41	98	7	17	250	4 1/2	200	165	10800
3PN-1000	1000	41	155	7	17	375	4 1/2	200	165	14800
3PN-1600	1600	41	250	7	25,4	400	5 1/2	200	165	20400
2PN-700	700	52	85	8	20,4	210	5 1/4	400	65	12900

Din studiul hidraulic al procesului de aspirație a rezultat necesitatea supraalimentării cu ajutorul unei pompe centrifuge, amplasate sub frema pompei de foraj și antrenate de arborele pompelor de ungere, și care are caracteristici tehnice ce acoperă necesarul impus de condițiile de aspirație ale pompei de foraj. Supraalimentarea la aspirație a condus la creșterea randamentului volumetric la 100%, și din cercetările tensometrice asupra funcționării supapelor de aspirație cu deschiderea automată s-a constatat că întîrzierile de deschidere ale talerului supapei au fost reduse practic la zero. Deși viteza liniară a pistoanelor a crescut cu 27% față de pompele duplex, s-a constatat la experimentări că durata de funcționare a acestora nu a scăzut față de pompele duplex, fapt explicat prin faptul că forțele de frecare între piston și cămăși au scăzut considerabil din cauza micșorării diametrului pistonului necesar asigurării aceluiași debit ca la pompele duplex corespunzătoare ca putere. De altfel scăderea diametrelor pistoanelor datorită creșterii turației pompei și a numărului de pistoane precum și caracteristica de refulare pe o singură parte a pistonului au simplificat considerabil construcția părții hidraulice a pieselor de schimb și a dus la micșorarea gabaritului și greutății părții hidraulice.

De asemenea, caracteristica de refulare pe o singură față a pistonului a condus la eliminarea cutiilor de etanșare pe tija pistonului și implicit la creșterea randamentului mecanic al pompei de foraj. Tija pistonului nu mai este o piesă de uzură și are o construcție simplificată datorită dispariției conului de fixare a pistonului care se prinde pe tijă printr-o zonă cilindrică etanșată la capete prin inele „O".

S-au experimentat cu bune rezultate în exploatare cîteva soluții menite să conducă la creșterea duratei de funcționare a pistoanelor și a cămășilor pompelor triplex cu simplu efect. Astfel, se asigură o circulație cu apă rece în exteriorul cămășii pe o lungime cît mai mare și o ungere sub presiune a interiorului cămășii în spatele pistonului ceea ce duce la micșorarea frecărilor între piston și cămașă. În legătură cu pistoanele amintim că garniturile amovibile ale acestora sînt în atenția noastră în continuare, încercînd diferite forme geometrice precum și utilizarea a diferite inele antiextrudere între garnitură și corpul pistonului. Cursa redusă a pistonului a redus lungimea corpului hidraulic, permițînd un acces rapid la supape, pistoane și tija pistonului în exploatare.

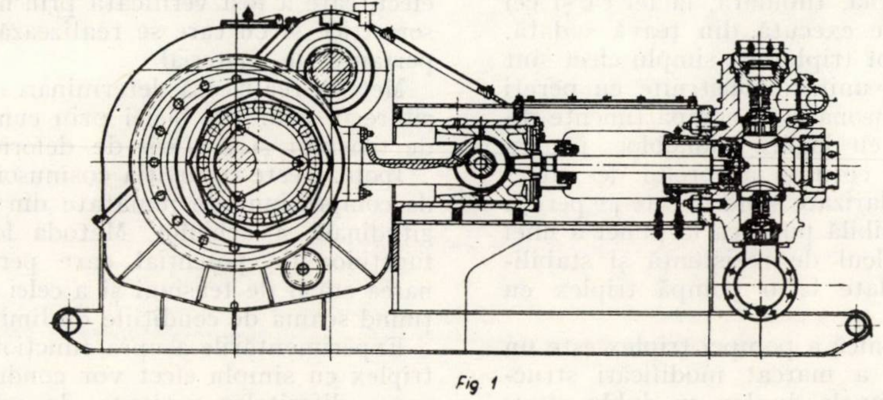


Fig 1

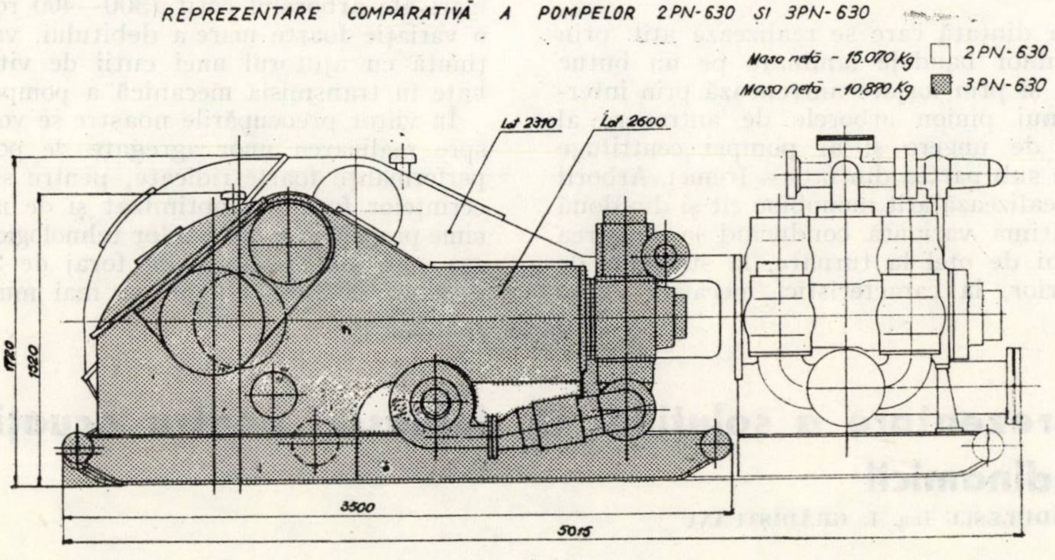


Fig 2

Toate caracteristicile cinematice ale pompei au condus la obținerea unui debit refulat cu o variație redusă. Astfel, raportul între debitul maxim și debitul minim dintr-un ciclu complet este 1,05. Această constanță remarcabilă a debitului ilustrată și prin variația redusă a presiunii de refulare a fost demonstrată în timpul experimentărilor și a condus la eliminarea amortizorului de pulsații pentru debite montat la pompele triplex cu simplu efect.

Corpul hidraulic — datorită caracteristicilor cinematice și hidraulice ale pompei de foraj — a rezultat cu o formă geometrică simplă, de dimensiuni reduse în comparație cu corpurile hidraulice de la pompele duplex cu dublu efect, fapt care permite turnarea lui cu adaos minim pentru turnare și prelucrare și un consum mic de manoperă și de metal. De asemenea, forma geometrică și dimensiunile corpului hidraulic permit execuția forjată cu indicatorii tehnico-economici la valori ridicate.

Gama de pompe triplex cu simplu efect a fost astfel concepută încît pompele cu puteri cuprinse între 630 și 1600 CP inclusiv utilizează același corp hidraulic, cu toate piesele din interior avînd aceeași prindere pe fremă, deci se folosește pentru toate aceste pompe aceeași parte hidraulică, cu excepția colectoarelor de refulare și aspirație care diferă de la pompă la pompă ca lungime, din cauza diferenței între distanțele dintre axele bielelor. Este interesant să se arate faptul că la pompele triplex cu simplu efect colectorul de aspirație are o construcție foarte simplă, tubulară, la fel ca și cel de refulare care se execută din țeavă sudată.

Fremele pompelor triplex cu simplu efect sînt concepute în mod unitar, construite cu pereți laterali simpli, tronsonată pe compartimente diferite funcțional, cu lagăre monobloc pentru palierele arborelui cotit și arborelui de antrenare, puternic solidarizate și nervurate pe pereții laterali. A fost posibilă punerea la punct a unei metodologii de calcul de rezistență și stabilitate a fremei sudate la o pompă triplex cu simplu efect.

Transmisia mecanică a pompei triplex este un subansamblu care a marcat modificări structurale față de pompele duplex cu dublu efect, datorită parametrilor cinematici ai pompelor triplex.

Comparativ cu o pompă duplex de aceeași putere, o pompă triplex cu simplu efect are un moment la arborele de antrenare și la arborele cotit mult redus, ceea ce a dus la micșorarea forțelor din angrenajul pompei și deci la scăderea considerabilă a gabaritului și a greutății angrenajului.

Coroana dințată care se realizează atît prin presarea unor bandaje laminate pe un butuc turnat cît și prin forjare antrenează prin intermediul unui pinion arborele de antrenare al pompelor de ungere și ai pompei centrifuge amplasate sub partea din față a fremei. Arborii cotiți se realizează atît monobloc cît și din două bucăți, ultima variantă conducînd la scăderea consumului de oțel la turnare, la structuri de oțel superior, la caracteristici mecanice superioare ale piesei turnate, la scăderea greutății piesei finite.

Datorită caracteristicii de funcționare cu simplu efect a pompei (biela are o construcție cu ochiurile excentrice) s-a pus la punct o metodologie de calcul a bielelor mașinilor hidraulice cu simplu efect, care a fost verificată prin măsurători tensometrice și cu care se realizează economii importante de material.

Metoda realizează determinarea stării de solicitare în ochiurile bielei prin cunoașterea stării de tensiuni și a stării de deformație.

Ipoteza este repartiția cosinusoidală a sarcinii de compresiune pe jumătate din secțiunea longitudinală a ochiului, Metoda folosește teoria funcțiilor de potențial care permite determinarea stării de tensiuni și a celei de deformații, ținînd seama de condițiile de limită date.

Experimentările asupra funcționării pompelor triplex cu simplu efect vor conduce la definitivarea diferitelor variante de soluții constructive (cum ar fi lagărele bielei care acum se experimentează în varianta lagăr de alunecare și varianta lagăr pe rulmenți).

Pompe triplex cu simplu efect se întrebuințează și la instalațiile de foraj geologic în seria de puteri de 7,5; 20 și 40 CP. Aceste pompe sînt pompe de gabarit și greutăți reduse, datorită specificului activității lor geologice, de turații mari ale arborelui cotit (300—400 rot/min), cu o variație foarte mare a debitului, variație obținută cu ajutorul unei cutii de viteză înglobate în transmisia mecanică a pompei.

În viitor preocupările noastre se vor îndrepta spre realizarea unor agregate de pompare cu performanțe foarte ridicate, pentru satisfacerea cerințelor forajului optimizat și de mare adîncime precum și a operațiilor tehnologice speciale, așa cum sînt pompele de foraj de 2000 CP și presiuni de 700 kgf/cm² și mai mult.

* * *

CZ. 531.3

O reprezentare a soluțiilor în deplasări pentru ecuațiile elastodinamicii

Ing. Al. **RĂDULESCU** Ing. I. **GRĂDIȘTEANU**
— I.P.C.U.P.

Dacă se elimină tensiunile și deformațiile între ecuațiile de mișcare Cauchy, legea generalizată a lui Hooke și relațiile între deformații și deplasări, se obțin ecuațiile lui Lamé pentru cazul dinamic, utilizînd operatorii lui d'Alembert :

$$\begin{aligned}&\Box_2 u + \frac{1}{1,2\mu}\frac{\partial\theta}{\partial x} + \frac{X}{G} = 0\\ (1)\qquad &\Box_2 V + \frac{1}{1-2\mu}\frac{\partial\theta}{\partial y} + \frac{Y}{G} = 0\\ &\Box_2 W + \frac{1}{1-2\mu}\frac{\partial\theta}{\partial z} + \frac{Z}{G} = 0\end{aligned}$$

Fără a pierde generalitatea putem exprima deplasările u, v, w sub forma :

$$u = \frac{\partial^2\varphi}{\partial x^2}$$

$$v = \frac{\partial^2\varphi}{\partial y^2}$$

$$w = \frac{\partial^2\varphi}{\partial z^2}$$

Deformația specifică volumică este de forma:

$$\theta = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{\partial^3 \varphi}{\partial x^3} + \frac{\partial^3 \varphi}{\partial y^3} + \frac{\partial^3 \varphi}{\partial z^3} =$$

$$= \mathrm{grad}\ \Delta\varphi$$

Ecuațiile (1) devin:

$$\square_2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{1}{1-2\mu} \frac{\partial}{\partial x}\, \mathrm{grad}\ \Delta\varphi + \frac{X}{G} = 0$$

$$(1') \qquad \square_2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} + \frac{1}{1-2\mu} \frac{\partial}{\partial y}\, \mathrm{grad}\ \Delta\varphi + \frac{Y}{G} = 0$$

$$\square_2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} + \frac{1}{1-2\mu} \frac{\partial}{\partial z}\, \mathrm{grad}\ \Delta\varphi + \frac{Z}{G} = 0$$

Vom face ipoteza, în prima parte a demonstrației, că forțele volumice sînt nule.

Vom integra ecuațiile sistemului (1′) astfel:

$$\int \square_2 \frac{\partial \varphi^2}{\partial x^2} d_x + \frac{1}{1-2\mu} \int \frac{\partial}{\partial x}\, \mathrm{grad}\ \Delta\varphi d_x = f(y, z, t)$$

$$(2) \qquad \int \square_2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} d_y + \frac{1}{1-2\mu} \int \frac{\partial}{\partial y}\, \mathrm{grad}\ \Delta\varphi d_y = g(x, z, t)$$

$$\int \square_2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} d_z + \frac{1}{1-2\mu} \int \frac{\partial}{\partial z}\, \mathrm{grad}\ \Delta\varphi d_z = h(x, y, t)$$

Sistemul (2) devine:

$$\square_2 \frac{\partial \varphi}{\partial x} + \frac{1}{1-2\mu}\, \mathrm{grad}\ \Delta\varphi = f(y, z, t)$$

$$(3) \qquad \square_2 \frac{\partial \varphi}{\partial y} + \frac{1}{1-2\mu}\, \mathrm{grad}\ \Delta\varphi = g(x, z, t)$$

$$\square_2 \frac{\partial \varphi}{\partial z} + \frac{1}{1-2\mu}\, \mathrm{grad}\ \Delta\varphi = h(x, y, t)$$

Scăzînd membru cu membru ecuațiile sistemului (3) obținem:

$$\square_2 \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} - \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) = f - g$$

$$\square_2 \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y} - \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right) = g - h$$

$$(4) \qquad \square_2 \left(\frac{\partial \varphi}{\partial z} - \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) = h - f$$

Prin integrare se obține:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial x} - \frac{\partial \varphi}{\partial y} = \bar{f} - \bar{g} + \Omega z$$

$$(5) \qquad \frac{\partial \varphi}{\partial y} - \frac{\partial \varphi}{\partial z} = \bar{g} - \bar{h} + \Omega y$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial z} - \frac{\partial \varphi}{\partial x} = \bar{h} - \bar{f} + \Omega x$$

cu proprietatea că:

$$\square_2 \bar{f} = f$$

$$\square_2 \bar{g} = g$$

$$\square_2 \bar{h} = h$$

$$\square_2 \Omega_z = \square_2 \Omega_y = \square_2 \Omega_x = 0$$

$$\Omega_x + \Omega_y + \Omega_z = 0$$

Rezultă că:

$$\Omega_x = \frac{\partial W_z}{\partial z} - \frac{\partial W_y}{\partial y}$$

$$(6) \qquad \Omega_y = \frac{\partial W_x}{\partial x} - \frac{\partial W_z}{\partial z}$$

$$\Omega_z = \frac{\partial W_y}{\partial y} - \frac{\partial W_x}{\partial x}$$

cu proprietatea:

$$\square_2 \frac{\partial W_x}{\partial x} = \square_2 \frac{\partial W_y}{\partial y} = \square_2 \frac{\partial W_z}{\partial z} = \square_2 W$$

de unde:

$$\frac{\partial W_y}{\partial y} = W + \frac{\partial \bar{W}_x}{\partial x}$$

$$(7) \qquad \frac{\partial W_y}{\partial y} = W + \frac{\partial \bar{W}_y}{\partial y}$$

$$\frac{\partial W_z}{\partial z} = W + \frac{\partial \bar{W}_z}{\partial z}$$

cu proprietatea:

$$\square_2 \frac{\partial \bar{W}_x}{\partial x} = \square_2 \frac{\partial \bar{W}_y}{\partial y} = \square_2 \frac{\partial \bar{W}_z}{\partial z} = 0$$

Ținînd seama de relațiile (6) și (7), ecuațiile (5) ne conduc la:

$$(8)\qquad \begin{aligned} \frac{\partial \varphi}{\partial x} &= f + \frac{\partial \overline{W}_x}{\partial x} + \frac{\partial \Omega}{\partial x} \\ \frac{\partial \varphi}{\partial y} &= \bar{g} + \frac{\partial \overline{W}_x}{\partial y} + \frac{\partial \Omega}{\partial y} \\ \frac{\partial \varphi}{\partial z} &= h + \frac{\partial W_z}{\partial z} + \frac{\partial \Omega}{\partial z} \end{aligned}$$

în care funcția Ω este deocamdată arbitrară. Facem ipoteza:

$$\frac{\partial^2 W_x}{\partial x^2} = \Box_1 \Box_2 A$$

$$\frac{\partial^2 W_y}{\partial y^2} = \Box_1 \Box_2 B$$

$$\frac{\partial^2 W_z}{\partial z^2} = \Box_1 \Box_2 C$$

cu condiția:

$$\Box_2 \Box_1 \Box_2 A = \Box_2 \Box_1 \Box_2 B = \Box_2 \Box_1 \Box_2 C = 0$$

Funcțiile $A(x, y, z, t)$, $B(x, y, z, t)$, $C(x, y, z, t)$ definesc componențele unui vector $R(x, y, z, t)$ care verifică tripla ecuație a undelor.

Pentru determinarea funcției Ω, punem condiția ca funcțiile (8) să verifice sistemul (3):

$$\Box_2 \frac{\partial \varphi}{\partial x} = \Box_2 \bar{f} + \Box_2 \frac{\partial \overline{W}_x}{\partial x} + \Box_2 \frac{\partial \Omega}{\partial x} = f + \Box_2 \frac{\partial \Omega}{\partial x}$$

$$\Box_2 \frac{\partial \varphi}{\partial y} = g + \Box_2 \frac{\partial \Omega}{\partial y}$$

$$\Box_2 \frac{\partial \varphi}{\partial z} = h + \Box_2 \frac{\partial \Omega}{\partial z}$$

$$\Delta\varphi = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = \frac{\partial^2 \overline{W}_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial x^2} +$$

$$+ \frac{\partial^2 \overline{W}_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \overline{W}_z}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial z^2}$$

$$\Delta\varphi = \frac{\partial^2 \overline{W}_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \overline{W}_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \overline{W}_z}{\partial z^2} + \Delta\Omega =$$

$$= \Box_1 \Box_2 (A + B + C) + \Delta\Omega$$

Sistemul de ecuații (3) devine:

$$\Box_2 \frac{\partial \Omega}{\partial x} + \frac{L}{1-2\mu} \operatorname{grad} \Box_1 \Box_2 (A + B + C) +$$

$$+ \frac{L}{1-2\mu} \operatorname{grad} \Delta\varphi = 0$$

$$\Box_2 \frac{\partial \Omega}{\partial y} + \frac{1}{1-2\mu} \operatorname{grad} \Box_1 \Box_2 (A + B + C) +$$

$$(9)\qquad + \frac{1}{1-2\mu} \operatorname{grad} \Delta\varphi = 0$$

$$\Box_2 \frac{\partial \Omega}{\partial z} + \frac{1}{1-2\mu} \operatorname{grad} \Box_1 \Box_2 (A + B + C) +$$

$$+ \frac{1}{1-2\mu} \operatorname{grad} \Delta\varphi = 0$$

Prin sumare se scrie:

$$\operatorname{grad} \left(\Box_2 \Omega + \frac{1}{1-2\mu} \Delta\Omega \right) +$$

$$+ \frac{1}{1-2\mu} \operatorname{grad} \Box_1 \Box_2 (A + B + C) = 0$$

Ținînd seama de relația între undele transversale și undele longitudinale:

$$(1 - 2\mu) \Box_2 + \Delta = \Box_1$$

se obține:

$$\Omega = \Box_2 (A + B + C) + \Omega_0 \text{ cu propr.}$$

$$\operatorname{grad} \Box_1 \Omega_0 = 0$$

În felul acesta se obține reprezentarea soluțiilor în deplasări ale elastodinamicii:

$$(10)\qquad \begin{aligned} U &= \Box_1 \Box_2 A + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial x^2} \\ V &= \Box_1 \Box_2 B + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial y^2} \\ W &= \Box_1 \Box_2 C + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial z^2} \end{aligned}$$

Folosind legea lui Hooke generalizată se obține starea de tensiune sub forma:

$$\sigma_x = \lambda(\Box_1 \Box_2 \operatorname{div} R + \operatorname{grad} \Delta\Omega) +$$

$$+ G \left(\Box_1 \Box_2 \frac{\partial A}{\partial x} + \frac{\partial^3 \Omega}{\partial x^3} \right)$$

$$\sigma_y = \lambda(\Box_1 \Box_2 \operatorname{div} R + \operatorname{grad} \Delta\Omega) +$$

$$+ G \left(\Box_1 \Box_2 \frac{\partial B}{\partial y} + \frac{\partial^3 \Omega}{\partial y_3} \right)$$

$$\sigma_z = \lambda(\Box_1 \Box_2 \operatorname{div} R + \operatorname{grad} \Delta\Omega) +$$

$$+ G \left(\Box_1 \Box_2 \frac{\partial C}{\partial z} + \frac{\partial^3 \Omega}{\partial z^3} \right)$$

în care:

$$R(x,y,z,t) = A(x,y,z,t) + B(x,y,z,t) + C(x,y,z,t)$$

$$\tau_{yz} = \Box_1 \Box_2 \left(\frac{\partial B}{\partial z} + \frac{\partial C}{\partial y} \right) + \frac{\partial^2}{\partial y \partial z} \left(\frac{\partial \Omega}{\partial y} + \frac{\partial \Omega}{\partial z} \right)$$

$$\tau_{zx} = \Box_1 \Box_2 \left(\frac{\partial C}{\partial x} + \frac{\partial A}{\partial z} \right) + \frac{\partial^2}{\partial z \partial x} \left(\frac{\partial \Omega}{\partial z} + \frac{\partial \Omega}{\partial x} \right)$$

$$\tau_{xy} = \Box_1 \Box_2 \left(\frac{\partial A}{\partial y} + \frac{\partial B}{\partial x} \right) + \frac{\partial^2}{\partial y \partial x} \left(\frac{\partial \Omega}{\partial x} + \frac{\partial \Omega}{\partial y} \right)$$

Pentru determinarea funcţiilor de potenţial $A(x, y, z, t)$; $B(x, y, z, t)$; $C(x, y, z, t)$ se poate utiliza teorema lui Boggio pentru ecuaţiile de definiţie ale acestor funcţii.

Astfel, soluţia ecuaţiei cu derivate parţiale de gradul 6 ca urmare a aplicării sucesive a operaţiilor lui d'Alembert;

$$\Box_2 \Box_1 \Box_2 A = 0$$

se poate scrie:
$A = A_1 + A_2$ în care funcţiile A_1 şi A_2 verifică ecuaţiile:

$$\Box_2 A_1 = 0$$

$$\Box_1 \Box_2 = A_2 = 0$$

Aceste funcţii se determină în raport cu condiţiile pe contur, drept condiţii limită, şi iniţiale pentru ecuaţiile cu derivate parţiale ca rezultat al descompunerii ecuaţiei de definiţie pentru funcţiile A, B, C cu ajutorul teoremei lui Boggio.

Reprezentarea soluţiilor în deplasări ale elastodinamicii prin componentele vectorului $R(x, y, z, t)$ este completă pentru domenii simplu conexe.

În ecuaţiile de mai sus am utilizat operatorii lui D'Alembert:

$$\Box_i = \Delta - \frac{1}{C_i^2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial t^2} \quad (i = 1,\ 2)$$

în care:

$$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

$C_1 =$ viteza de propagare a undelor longitudinale $= \dfrac{(1-\mu)}{(1+\mu)(1-2\mu)} \cdot \dfrac{E}{\rho}$

$C_2 =$ viteza de propagare a undelor transversale $= \dfrac{E}{2(1+\mu)\rho}$

Între operatorii lui D'Alembert existînd relaţia:

$$(1 - 2\mu)\Box_2 + \Delta = 2(1 - \mu)\Box_1$$

Aplicaţiile concrete ale reprezentării de mai sus a soluţiilor ecuaţiilor elastodinamicii permit studiul riguros al dinamicii sistemelor elastice.

Această formă a soluţiilor elastodinamicii face posibilă dezvoltarea calculului de verificare sau de dimensionare a tuturor sistemelor elastice de importanţă majoră pentru fabricaţie, cunoscute în construcţia de maşini. Prin utilizarea acestei metodologii de calcul se pot obţine însemnate economii de metal brut şi prelucrat.

În ceea ce priveşte utilajul petrolier, aplicaţiile practice ale soluţiilor, în deplasări ale elasticităţii dinamice prezentate în această metodă de calcul, se referă la calculul vibraţiilor plăcilor plane, ale construcţiilor sudate, al arborilor drepţi şi cotiţi, al organelor de maşini în mişcare de translaţie sau rotaţie, al cîrligelor de foraje etc.

Primele aplicaţii ale acestei metode la calculul fremelor şi bielelor pompelor de foraj au condus la reduceri de greutăţi nete, la noi forme constructive şi la modificarea tehnologiei de prelucrare la cald, obţinînd şi reduceri ale greutăţii de metal brut, neprelucrat.

În continuare, se va extinde aplicarea acestei metodologii riguroase de calcul şi la alte echipamente petroliere, utilizînd şi calculatoarele electronice.

BIBLIOGRAFIE

1. *Solomon, L.*: Introducere matematică în statica solidului elastic.
2. *Haimovici, M.* Teoria elasticităţii, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1969.
3. *Nowacki, W.*: Dincamica sistemelor elastice, Editura tehnică, Bucureşti 1969.
4. *Teodorescu, P. P.* Dinamica corpurilor liniare elastice Editura Academiei, Bucureşti, 1972.
5. *Mişicu, M.* Teoria mobilităţii elastice, Editura Academiei, Bucureşti, 1972.

◆

NOI APLICAŢII ÎN...

CZ: 77.621.375.9:535—2

...Controlul nedistructiv al pieselor prin holografie

Prof. dr. ing. O. **RUSU**; as. ing. Dan **BORZA** — Institutul politehnic - Bucureşti

1. *Introducere*

Controlul nedistructiv al calităţii produselor cuprinde o serie de tehnologii şi metode bazate pe diferite legi şi principii fizice, prezentînd în comun avantajele detectării eventualelor defecte ascunse ale produselor fără distrugerea acestora. Dintre aceste metode, cele mai cunoscute sînt metodele radiografice, ultrasonice, cu lichide penetrante cu contrast de culoare sau fluorescente, magnetice, electromagnetice, prin curenţii turbionari şi altele. Apariţia şi dezvoltarea, după anul 1966, a holografiei optice folosind drept sursă de lumină laserul, a oferit o nouă metodă de control nedistructiv — interferometria holografică. Metoda prezintă numeroase avantaje şi un domeniu larg de aplicare privind îndeosebi caracteristicile de natură mecanică ale produselor.

O hologramă se realizează prin expunerea unei plăci fotografice într-un cîmp luminos provenit din însumarea a două unde coerente (fig. 1) — o undă-obiect (*O*) şi o undă de referinţă (*R*) — generate prin despicarea unui fascicul emis de un laser.

Dacă după developare se plasează holograma în cîmpul undei de referinţă *R*, îndepărtînd obiectul sau suprimînd unda-obiect, şi se priveşte prin hologramă (fig. 2), se obţine în urma unui fenomen de difracţie imaginea virtuală tridimensională a obiectului. Oricare porţiune a hologramei este purtătoarea întregii imagini a obiectului, văzută la înregistrare sub un anumit unghi (fig. 3) şi contribuie, în cursul procesului de reconstrucţie, la crearea imaginii privite din acelaşi unghi.

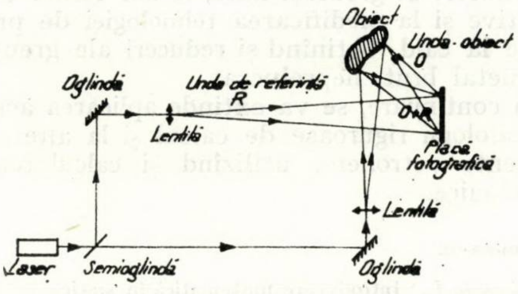


Fig. 1 Înregistrarea hologramei

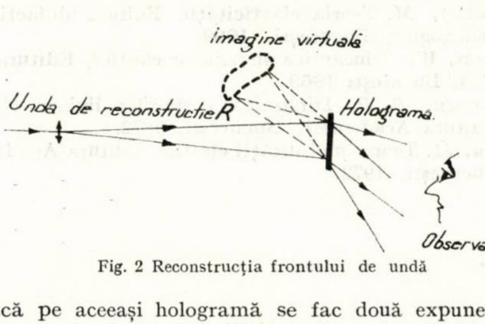


Fig. 2 Reconstrucţia frontului de undă

Dacă pe aceeaşi hologramă se fac două expuneri corespunzătoare la două stări diferite ale aceluiaşi obiect, între care au intervenit mici deformaţii sau deplasări, peste imaginea reconstruită a obiectului se suprapune un cîmp de franje de interferenţă. Condiţia pentru franjele luminoase este ca diferenţa de drum optic între două raze corespunzătoare ale frontului de undă-obiect înainte şi după deformare, să fie un multiplu întreg al lungimii de undă λ, deci de forma $m\lambda$, iar condiţia pentru franjele întunecate este ca această diferenţă să fie de forma $(2m+1)\frac{\lambda}{2}$.

În cele ce urmează se prezintă o altă metodă interferometrică, adecvată controlului nedistructiv şi anume interferometria holografică în timp real.

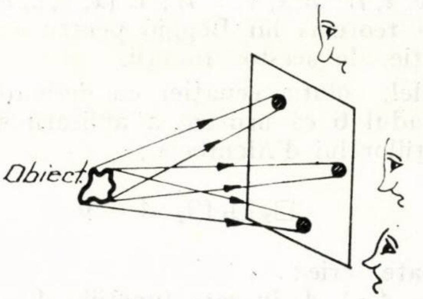


Fig. 3 Caracterul tridimensional al imaginii holografice

2. *Interferometria holografică în timp real*

Presupunem că se înregistrează holograma unui obiect şi că după developare holograma se replasează în poziţia iniţială, obiectul rămînînd nemişcat. Reiluminînd atît obiectul cît şi holograma cu aceleaşi unde din cursul înregistrării şi privind prin hologramă, se vor observa simultan, perfect suprapuse, atît obiectul cît şi imaginea lui virtuală reconstruită de hologramă.

Dacă în timpul observării sînt provocate mici deformaţii sau deplasări ale obiectului, cele două imagini nu se mai suprapun perfect şi apar franje de interferenţă, simultan cu deformarea obiectului, deci în timp real. Forma şi distribuţia franjelor la un anumit moment de timp sînt în directă legătură cu deformaţia (deplasarea) obiectului în acel moment.

Se consideră (fig. 4) unda-obiect $O = 0\ (x, y)$, în planul $z = 0$ al hologramei descrise de relaţia :

$$O = 0_0 \exp\ (j\varphi_0)$$

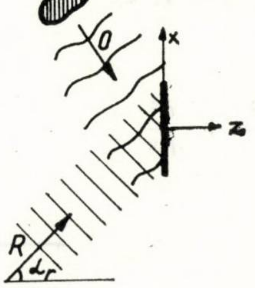


Fig. 4 Unda-obiect în planul $z = O$ al hologramei descrise prin relaţia $O = O \exp\ (j\varphi)$

în care $O_0 = 0_0(x, y)$ este distribuţia reală de amplitudini, $j = \sqrt{-1}$, iar $\varphi_0 = \varphi_0(x, y)$ este distribuţia de faze.

Într-un punct

$$\varphi_0 = kr = \frac{2\pi}{\lambda} r$$

unde *r* este drumul optic parcurs.

---

* Lucrările prezentate în acest articol au fost efectuate în laboratorul de holografie al catedrei de rezistenţa materialelor din Institutul politehnic Bucureşti

În ce priveşte unda de referinţă, se presupune o undă plană (fig. 4) propagîndu-se după o direcţie perpendiculară pe axa Oy (normală pe planul figurii) şi înclinată cu unghiul α_r faţă de axa Oz. În planul $z = 0$ al hologramei ecuaţia sa este :

$$R(x) = R_0 \exp (j\, k\, x \sin \alpha_r)$$

Transmitanţa care rezultă în urma expunerii $t = t(x, y)$, are expresia $t = |O + R|^2 = O_0^2 + R_0^2 + R_0 O_0\}\exp [j (\varphi_0 - kx \sin \alpha_r)] + \exp [- j (\varphi_0 - kx \sin \alpha_r)]\}$
După modificarea formei (poziţiei) obiectului, holograma este reiluminată simultan (fig. 5) de o nouă undă-obiect

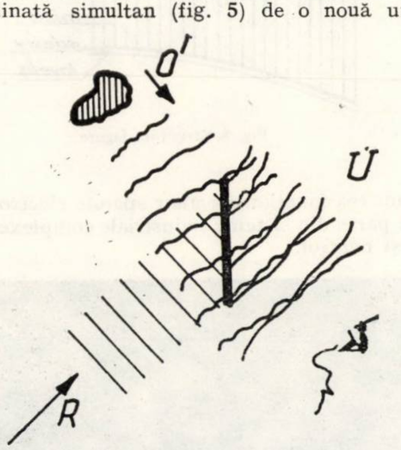


Fig. 5 Interferometria holografică în timp real

$O' = O'(x, y)$ şi de unda de referinţă $R(x)$. Noua undă-obiect poate fi descrisă de relaţia

$$O' = O_0 \exp (j\varphi_0')$$

în care se ţine seama că se modifică doar distribuţia de faze, distribuţia de amplitudini O_0 rămînînd practic aceeaşi, ca urmare a deplasărilor mici.

Cîmpul transmis de hologramă va fi de forma :

$$R(+ O')t = (O_0^2 + R_0^2)\, O_0 \exp (j\varphi_0' + R_0^2\, O_0 \exp (j\varphi_0) +$$

$$+ R_0 (R_0^2 + O_0^2) \exp (jkx \sin \alpha_r) + R_0\, O_0^2 \{\exp [j(\varphi_0 - \varphi_0' -$$

$$- kx \sin \alpha_r)] + \exp [- j(\varphi_0 - \varphi_0' - kx \sin \alpha_r)]\} +$$

$$+ R_0^2\, O_0 \exp [- j(\varphi_0 - 2kx \sin \alpha_r)]$$

şi constă din mai multe unde de direcţii diferite. Termenul care interesează este :

$U = O_0\, [(O_0^2 + R_0^2) \exp (j\varphi_0') + R_0^2 \exp (j\varphi)]$ şi constă din frontul de undă-obiect O şi frontul de undă-obiect modificat O', reconstruite simultan de către hologramă. Ochiul, placa fotografică sau camera TV, sesizează iluminarea

$$| U|^2 = O_0^2\, [(O_0^2 + R_0^2)^2 + R_0^4 + 2R_0^2\, (O_0^2 + R_0^2) \cos (\varphi_0' - \varphi_0)]$$

care are valoarea minimă pentru

$\cos (\varphi_0' - \varphi_0) = - 1$, deci pentru $\varphi_0' - \varphi_0) = (2\, m + 1)\pi$

sau

$$r' - r = \frac{(2m + 1)\lambda}{2}$$

şi valoarea maximă pentru

$\cos (\varphi_0' - \varphi_0) = + 1$, deci pentru $\varphi_0' - \varphi_0 = 2m\pi$ sau

$$r' - r = m\lambda$$

Imaginea $O_0^2\, (x, y)$ a obiectului este deci modulată în intensitate de către o familie de franje de interferenţă, variind între valoarea minimă O_0^6 (franje întunecate) şi valoarea maximă $(O_0^2 + 2\, R_0^2)^2\, O^2$ (franje luminoase).

Un observator care priveşte prin holograma astfel iluminată, poate aşadar să studieze în timp real evoluţia unui obiect oarecare supus unor acţiuni exterioare care variază în timp (forţe, diferenţe de temperatură, presiune,vibraţii, cîmpuri electromagnetice ş.a.) i care, modificînd frontul de undă O', modifică distribuţia franjelor de interferenţă care acoperă imaginea obiectului.

Metoda interferometriei holografice în timpul real poate fi utilizată combinată cu interferometria cu dublă expunere : în timp real se stabilesc solicitările care produc sistemele de franje de interferenţă care urmează a fi studiate : ele se înregistrează după aceea prin dublă expunere.

3. *Controlul nedistructiv prin holografie. Aplicaţii.*

Să considerăm situaţia în care, după expunerea iniţială a hologramei, se exercită asupra obiectului studiat o acţiune distribuită pe întreaga sa suprafaţă, de pildă o ridicare (sau scădere) generală a temperaturii, ori o variaţie de presiune distribuită uniform pe întreaga piesă. În cazul în care piesa studiată nu prezintă defecte structurale, se obţine o anumită distribuţie, apreciată ca normală, de franje de interferenţă. Dacă piesa prezintă un grad de omogenitate pronunţat, starea de deformaţie va fi relativ omogenă pe întreaga suprafaţă, ceea ce va face ca sistemul de franje de interferenţă să prezinte un aspect regulat. Pentru a ilustra aceasta, în figura 6a este redată imaginea obţinută la testarea a două mostre din materialul de construcţii ,,Trocal", o structură compusă de tip metal-plastic (0,6 mm oţel aliat cu zinc + + 0,6 mm PVC), utilizată ca material de construcţii, iar în figura 6b la testarea a două bucăţi de pertinax placat cu cupru. Aspectul regulat al franjelor de interferenţă indică faptul că cele două straturi componente, ca şi stratul adeziv, au o structură lipsită de defecte, iar aderenţa straturilor este uniformă pe toată suprafaţa.

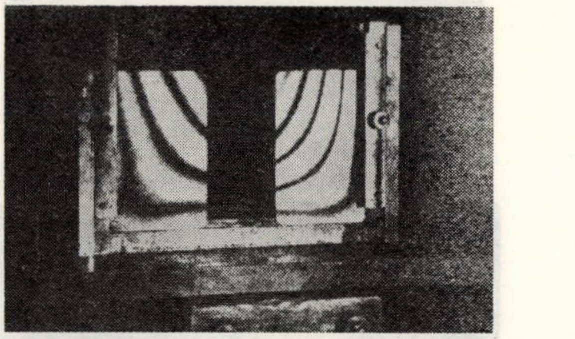


Fig. 6a. Imaginea obţinută la testarea a două mostre din materialul de construcţii ,,Trocal"

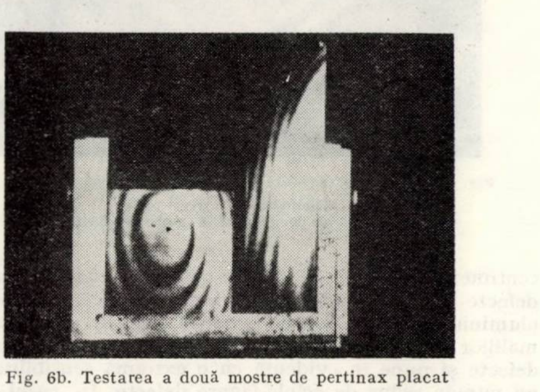


Fig. 6b. Testarea a două mostre de pertinax placat

În cazul în care piesa prezintă anumite defecte locale, în jurul acestora starea de deformaţie devine neomogenă. În consecinţă, defectele vor fi vizualizate ca anomalii, neregularităţi evidente în sistemul de franje de interferenţă. Prin holografie se realizează astfel o transformare a oricărei singularităţi structurale într-o singularitate optică, detectabilă pe imagine, şi care conduce imediat la localizarea defectului.

Cele enunțate mai înainte, se referă în majoritatea cazurilor la materiale cu modul de elasticitate mic sau conductibilitate termică mică, care se întîlnesc în structuri compuse, sandwich (metal-metal, metal-plastic, metal-cauciuc, fagure), structuri laminare, conexiuni adezive, materiale plastice armate cu fibre.

Defectele detectabile pot consta nu numai în neomogenități de material ci și în curgerea unor straturi, dezlipiri, microfisuri, anizotropii etc.

Pentru punerea în evidență a acestor defecte este necesară între cele două expuneri sau, în cazul în care se lucrează în timp real, după replasarea hologramei în poziția inițială, o solicitare foarte mică. Aceasta se datorește faptului că pentru apariția sistemului de franje de interferență care acoperă imaginea obiectului și care permite localizarea eventualelor defecte, este necesară numai o deformare foarte mică (de ordinul a 10^{-6} m). Ca exemple curente de solicitări utilizate se menționează : o variație de temperatură de două-trei grade, o variație de presiune de ordinul sutimilor de atmosferă, aplicarea unei mici forțe concentrate sau excitarea unui anumit mod de vibrație, în toate cazurile solicitări cu mult sub limitele admise în funcționarea piesei respective.

O aplicație extrem de importantă, utilizată în prezent pe plan mondial în industria aeronautică, privește testarea structurilor sandwich. Un prim exemplu îl reprezintă rezultatele obținute prin analizarea unei structuri fagure, făcînd parte dintr-o pală de elicopter (fig. 7). Dimensiunile probei în centimetri au fost de 30×40. Se constată existența mai multor defecte locale ale aderenței miezului fagure de straturile de aluminiu din care constă învelișul (fig. 8). Localizarea anomaliilor din sistemul de franje are loc exact deasupra zonei defecte și pune în evidență cu o extremă sensibilitate chiar un număr redus de celule-fagure defecte. În cazul de față s-au aplicat atît interferometria în timp real, cît și cea cu dublă expunere ; solicitarea care a dus la punerea în evidență a defectelor a fost o foarte ușoară încălzire a palei, prin suflarea de aer cald.

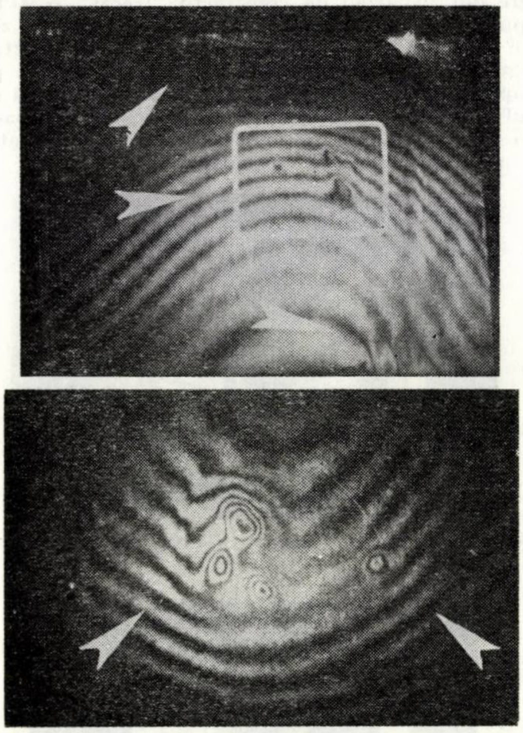


Fig. 7 Rezultatele obținute prin analizarea unei structuri-fagure
a) holograma întregii piese;
b) holograma de detaliu a zonei indicate în a)

O altă aplicație o constituie controlul nedistructiv efectuat adupra unor materiale întrebuințate în industria electronică pentru realizarea cablajelor imprimate, pertinax placat și sticlotextolit. Existența unui contact imperfect între folia de cupru avînd o grosime de cîteva zeci de microni și materialul de bază (așa cum rezultă din holograma din figura 9) duce în aceste cazuri, îndeosebi după efectuarea cablajului și montarea componentelor electronice — operații care slăbesc mult materialul — la deslipirea foliei de cupru și la întreruperea unor circuite, avînd drept consecință defectarea sau întreruperea funcționării unor aparate electronice simple sau făcînd parte din sisteme industriale complexe de măsură, comandă și control.

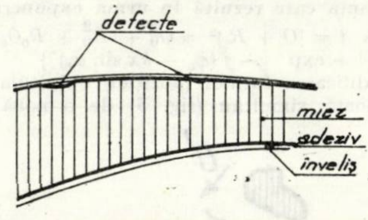


Fig. 8 Structura fagure

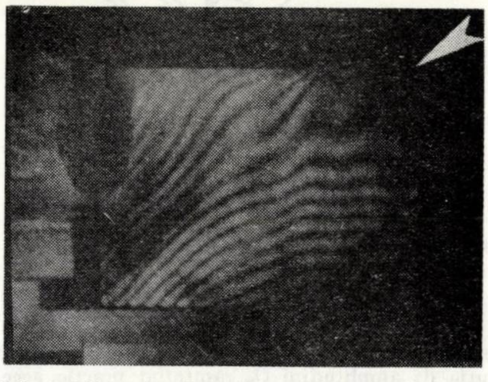


Fig. 9 Contactul imperfect dintre folia de cupru și materialul de bază

Un alt exemplu îl constituie analizarea unei structuri compuse din mai multe straturi de materiale elastice și absorbante de șoc, cum sînt de pildă cele folosite la paletele de tenis de masă destinate sportului de performanță.

În fotografia din figura 10 se observă prezența unui defect local, într-unul din cele 17 straturi care alcătuiesc această structură.

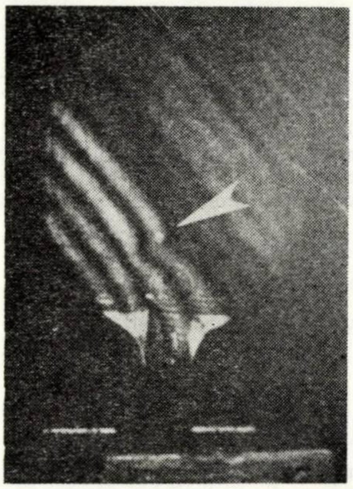


Fig. 10. O structură complexă în care apare un defect local

Metodele prezentate au un domeniu de aplicare mult mai larg. Ele se pretează și la controlul diverselor traductoare de mărimi mecanice în mărimi electrice sau invers (traductoare piezoelectrice, sonore, tensometrice, difuzoare), obţinînd date pentru analiza frecvenţelor şi a modurilor de rezonanţă a deformaţiilor etc. De asemenea, metodele se aplică pentru determinarea cu mare precizie a planeităţii lamelor de sticlă plan-paralele şi a geometriei altor componente optice (oglinzi, lentile), în domeniul detectării microfisurilor şi a stabilirii stadiului de oboseală a unui material; în acest din urmă caz, sensibilitatea metodei este mai ridicată chiar decît a metodei măsurării emisiei acustice a materialului.

Principalele avantaje ale controlului nedistructiv prin holografie constau în faptul că metoda este fără contact, are o sensibilitate foarte mare (uneori căutîndu-se chiar reducerea acesteia), necesită timp redus pentru analiză şi au un domeniu amplu de aplicare, oferind chiar — cu ajutorul TV şi al fibrelor optice coerente — posibilitatea investigării unor fenomene inaccesibile prin alte mijloace experimentale.

C.Z. 621.924.231.001

...Probleme actuale ale prelucrării mecanice cu benzi abrazive

Ing. Viorel **BADEA** – Întreprinderea „Timpuri Noi” – Bucureşti
Ing. Gheorghe **COMAN** – Institutul politehnic – Iaşi

1. Introduceere

Folosirea granulelor abrazive sub formă de nisip şi praf de emeri (şmirghel) pe un suport textil sau de hîrtie datează de multă vreme, dar în ultimul timp aceste procedee de lucru s-au răspîndit foarte mult datorită pe de o parte progreselor înregistrate în confecţionarea benzilor abrazive, iar pe de altă parte progreselor înregistrate în construcţia maşinilor de rectificat cu benzi abrazive, care permit actualmente mecanizarea şi chiar automatizarea proceselor de lucru.

Dezvoltarea metodelor şi procedeelor de rectificare cu benzi abrazive se explică prin avantajele deosebite pe care le prezintă :

- capacitate mare de aşchiere ;
- viteză de aşchiere constantă ;
- suprafaţă mare de contact între materialul de prelucrat şi banda abrazivă ;
- utilizarea de abrazivi cu diferite granulaţii pe acelaşi suport ;
- înlocuire comodă şi rapidă a benzii ;
- muncă fizică redusă.

Toate aceste avantaje au creat premisele necesare extinderii metodelor şi procedeelor de lucru cu benzi abrazive în cele mai diverse domenii ale finisării suprafeţelor pieselor de maşini.

2. Metode şi procedee de prelucrare mecanică cu benzi abrazive

Cu ajutorul benzilor abrazive se prelucrează în prezent toate categoriile principale de suprafeţe din construcţia de maşini : cilindrice exterioare ; cilindrice interioare ; plane.

În figura 1 se prezintă principial principalele metode şi procedee de rectificare cu benzi abrazive.

Pe baza acestor scheme principale de lucru au fost realizate diferite maşini speciale de prelucrare mecanică cu benzi abrazive.

3. Mecanisme de susţinere şi antrenare a benzilor abrazive

Subansamblul principal al maşinilor de finisat cu bandă abrazivă este mecanismul de susţinere şi antrenare a benzii în mişcare de lucru. Clasificarea acestor mecanisme după structură se prezintă în tabelul 1.

Mecanismele din prima grupă a acestui tabel sînt cele mai simple şi de ele ne vom ocupa aici. Ele se compun dintr-o rolă de acţionare şi întindere a benzii şi o rolă de contact. Celelalte grupe structurale cuprind rolele de întindere separate de cele de acţionare, şi suplimentar şi role portante ale benzii sau destinate schimbării traiectoriei sale.

Folosirea practică a acestor mecanisme structurale de susţinere şi antrenare a benzii se face în funcţie de condiţiile concrete ale prelucrării mecanice.

Astfel, în figura 2 se prezintă schematic prelucrarea mecanică a unei piese simultan pe două suprafeţe opuse, cu două benzi abrazive. Se presupune că o suprafaţă este plană, iar una profilată. Se observă adoptarea soluţiei constructive privind folosirea a două mecanisme structurale diferite pentru susţinerea şi antrenarea celor două benzi.

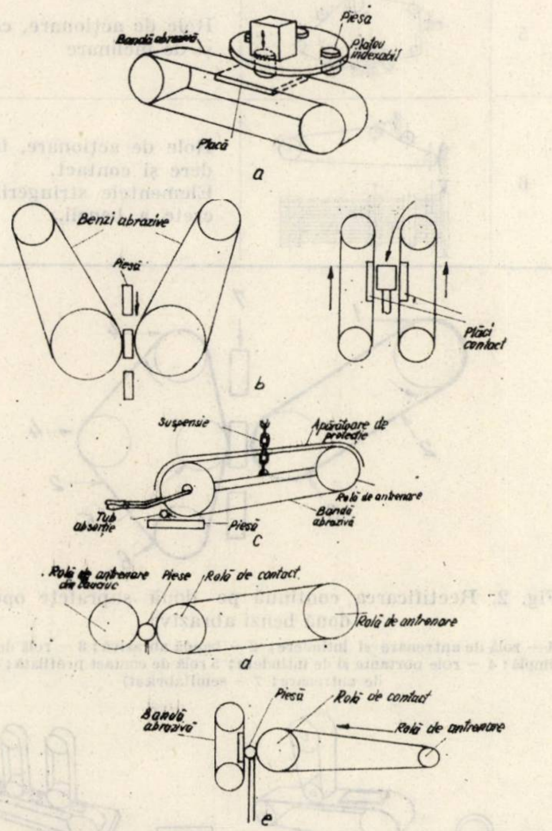
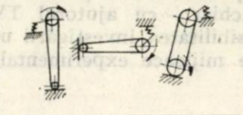
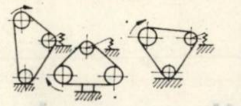
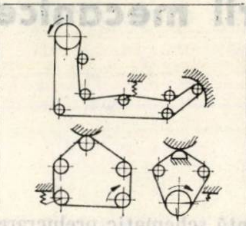
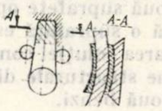
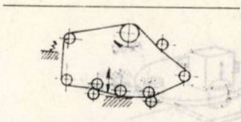
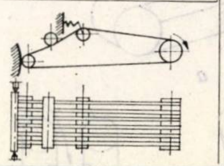


Fig. 1. Metode şi procedee de rectificare cu bandă abrazivă

În figura 3 se prezintă diferite soluţii constructiv-funcţionale pentru maşinile de rectificat cu bandă abrazivă a suprafeţelor plane. În figura 3 a, se prezintă soluţia constructiv funcţională a unei maşini de rectificat plan piese mici dintr-o singură trecere, iar în figura 3b a aceloraşi piese dar din mai multe treceri cu mai multe benzi abrazive. Folosirea mai mul-

Tabelul 1

Clasificarea mecanismelor benzilor abrazive după structură

Grupa	Reprezentarea schematică	Structură
1		Role de acţionare şi de contact
2		Role de acţionare, contact şi întindere
3		Role de acţionare, contact şi role portante
4		Rolă de acţionare, de contact şi role de profilare
5		Role de acţionare, contact şi de înclinare
6		Role de acţionare, întindere şi contact. Elementele strîngerii discrete a benzii,

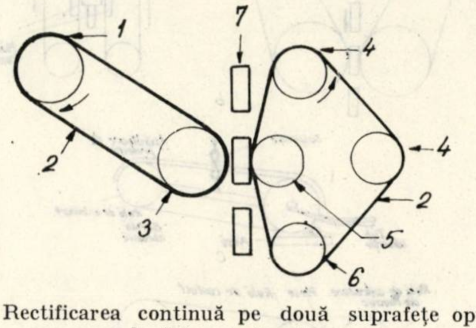


Fig. 2. Rectificarea continuă pe două suprafeţe opuse cu două benzi abrazive

(1 — rolă de antrenare şi întindere; 2 — bandă abrazivă; 3 — rolă de contact simplă; 4 — role portante şi de întindere; 5 rolă de contact profilată; 6 — rolă de antrenare; 7 — semifabricat)

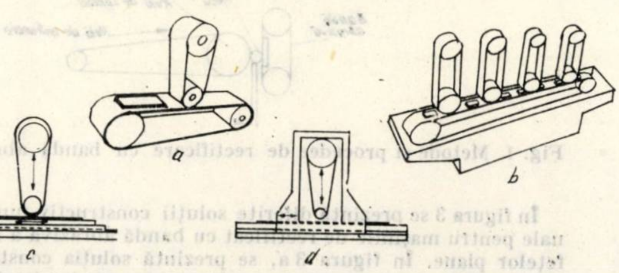


Fig. 3. Rectificarea suprafeţelor plane cu bandă abrazivă

a — cu avans continuu; b — cu mişcare rectilinie alternativă; c — cu coloană; d — cu capete multiple)

tor benzi abrazive creează posibilitatea utilizării acestora cu caracteristici diferite, recomandate de la prelucrări de degroşare spre cele de finisare. În figurile 3c şi 3d se prezintă soluţii constructiv-funcţionale pentru maşini de rectificat plan cu benzi abrazive a pieselor de dimensiuni mari, soluţii care pot fi aplicate şi pe maşini de rabotat longitudinal.

În figura 4 se prezintă schematic o metodă de rectificare fără centre.

La această metodă, banda abrazivă 3 trece peste rola de presiune 1 şi rola de antrenare şi întindere 2. Piesa de rectificat 5, de formă cilindrică, se sprijină pe suportul rigid 4, în faţa celei de-a doua benzi abrazive 6, care se roteşte pe un disc de antrenare 7 şi un disc de întindere 8. A doua bandă abrazivă este menţinută în contact cu semifabricatul de către reazemul prismatic 11 şi se roteşte cu o viteză mai mică decît prima, avînd rolul de a frîna rotirea mai rapidă a piesei sub influenţa primei benzi abrazive. Trebuie remarcat faptul că deplasarea laterală a benzii abrazive este împiedicată de ridurile 10 care se găsesc pe suportul 9 în direcţia de lucru a celei de-a doua benzi.

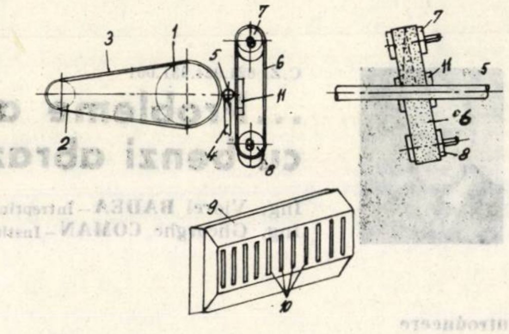


Fig. 4. Rectificarea fără centre cu bandă abrazivă

4. Alegerea suporturilor de contact

Cu excepţia operaţiilor tehnologice de rectificare manuală cu benzi abrazive, în toate celelalte cazuri este necesară utilizarea unor suporturi de apăsare în spatele benzii, în zona de contact a benzii abrazive cu semifabricatul. Astfel de suporturi pot fi roţi de contact, cilindri de contact, blocuri sau mese de contact etc, cu forme şi dimensiuni foarte variate.

Alegerea adecvată a suportului de apăsare prezintă o importanţă deosebită deoarece afectează presiunea de contact a benzii abrazive cu semifabricatul, durabilitatea benzii abrazive, randamentul aşchierii, calitatea suprafeţelor prelucrate şi economicitatea operaţiei tehnologice. Această alegere presupune alegerea în prealabil a materialului din care se confecţionează şi a formei şi dimensiunilor acestuia. În mod obişnuit, suporturile de apăsare se confecţionează din materiale textile sau cauciuc precum şi din diferite aliaje metalice, piele sau materiale plastice. Forma părţilor active ale suporturilor de apăsare depinde de forma suprafeţelor de rectificat.

În figura 5 se prezintă forma şi modul de amplasare şi fixare a unor suporturi de apăsare. În figura 5a, suportul de presare are formă de rolă montată cu ajutorul unui ax pe două lagăre paliere cu rulmenţi, iar în figura 5,b suportul de presare sub formă de rolă este montat cu ajutorul unui ax într-o placă. În figura 5c, de asemenea, se prezintă un suport de presare sub formă de rolă profilată, montată într-o furcă,

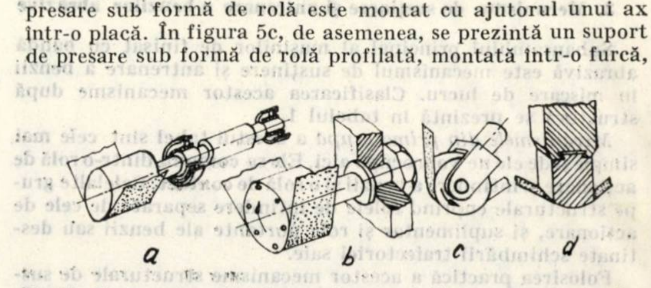


Fig. 5. Forma şi modul de amplasare şi fixare a suporturilor de apăsare

iar în figura 5d, un suport de presare prismatic, profilat, montat fix cu ajutorul unui ajustaj în coadă de rîndunică. Modul de montare a suporturilor de presare trebuie să permită schimbarea ușoară a benzii, fără demontarea lor.

Suporturile de presare asigură contactul permanent al benzii abrazie cu semifabricatul, echilibrînd în acest fel componenta P_y a forței de așchiere (paragraful 8), precum și precizia dimensională a suprafeței prelucrate în raport cu baza de măsurare, în anumite limite prescrise.

Duritatea materialului din care se confecționează suportul de apăsare și raza de curbură a suprafeței active a acestuia au o importanță deosebită. Reducerea durității materialului de confecționare a suportului și mărirea razei de curbură a suprafeței active a acestuia are drept rezultat o creștere a suprafeței de contact a benzii abrazive cu semifabricatul.

Pentru operațiile de degroșare se recomandă o duritate mai mare și o rază de curbură mai mică a suporturilor de apăsare, iar la finisare o duritate mai mică și o rază de curbură mai mare.

5. Alegerea benzilor abrazive

Benzile abrazive se produc actualmente în cele mai diverse sorturi diferențiate de suportul de bază, de liantul folosit, de natura și mărimea granulelor abrazive.

În figura 6 se prezintă o secțiune printr-o bandă abrazivă unde se disting elementele componente ale acesteia : suportul 1, liantul de bază 2, liantul de acoperire 3 și granulele abrazive 4.

Benzile abrazive se confecționează pe suporturi de hîrtie sau pînză, în mai multe sortimente.

Astfel, hîrtia ca suport pentru benzi abrazive poate fi :

— sortimentul A, hîrtie foarte subțire, de aproximativ 70 g/m^2 ;
sortimentul B, hîrtie subțire, de aproximativ 100 g/m^2 ;
sortimentul C, hîrtie de grosime medie, de aproximativ 120 g/m^2 ;
sortimentul D, hîrtie groasă, de aproximativ 150 g/m^2 ;
sortimentul E, hîrtie foarte groasă de aproximativ 220 g/m^2.

Țesăturile destinate suporturilor pentru benzi abrazive pot fi din următoarele sortimente :

— țesături X, pentru benzi grele cu o rezistență mare la rupere ;
— țesături J, pentru benzi ușoare, fără alungire ;
— țesături J Flex, pentru benzi ușoare, extrem de flexibile.

Ca liant se poate folosi cleiul de oase sau rășini sintetice.

În figura 6 se observă că granulele abrazive sînt fixate de două straturi de lianți, unul de bază și unul de acoperire. De obicei se spune că legătura granulelor este de clei dacă atît stratul de bază cît și cel de acoperire sînt de clei. De asemenea, și că legătura granulelor abrazive este de rășină parțial sintetică dacă stratul de bază este de clei iar stratul de acoperire din rășină sintetică. Legătura granulelor abrazive este de rășină complet sintetică dacă atît stratul de baza cît și stratul de acoperire sînt din rășină sintetică.

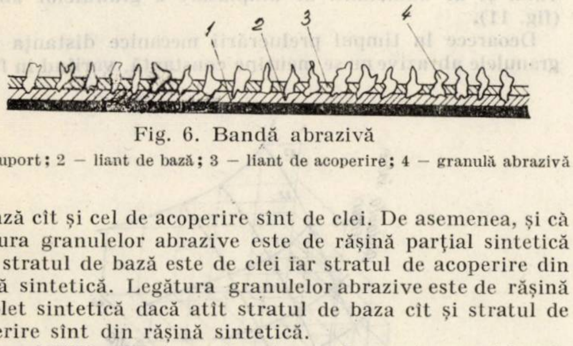


Fig. 6. Bandă abrazivă

1 — suport; 2 — liant de bază; 3 — liant de acoperire; 4 — granulă abrazivă

În anul 1970 o firmă americană a pus la punct o nouă bandă abrazivă cu liant de acoperire de natură metalică. Acest liant, folosit anterior numai la confecționarea discurilor abrazive, a permis creșterea substanțială a vitezei de așchiere și deci a productivității și economicității prelucrării mecanice.

Granulele abrazive se confecționează din oxid de aluminiu, carbură de siliciu sau diamant, la mărimi diferite, ca și în cazul discurilor abrazive.

O importanță deosebită o prezintă modul de depunere a granulelor abrazive pe suport, fie prin difuziune în cîmp electrostatic fie prin difuziune prin forța gravitației.

Pentru metoda depunerii granulelor abrazive prin difuziune în cîmp electrostatic, suportul benzii acoperit cu liantul de bază în jos este condus la o anumită distanță peste banda de transport cu granule abrazive. Granulele abrazive sînt atrase în sus de pe banda de transport prin acțiunea unui cîmp electrostatic și încorporate în stratul de liant de bază. Această metodă asigură dispunerea granulelor abrazive — astfel încît axa lor longitudinală este perpendiculară pe suportul de bază — precum și o distribuție uniformă a granulelor abrazive. Aceste benzi abrazive sînt de o calitate foarte bună.

În figura 7 se prezintă principial metoda depunerii granulelor abrazive prin difuziune în cîmp electrostatic. În figura 7a se observă instalația generală pentru depunerea granulelor abrazive în cîmp electrostatic, iar în figura 7b se prezintă în detaliu modul de fixare a granulelor abrazive pe suportul benzii cu ajutorul liantului de bază.

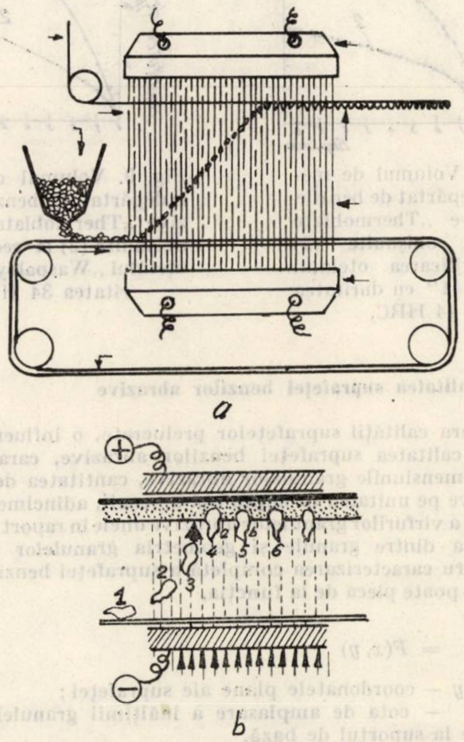


Fig. 7. Depunerea granulelor abrazive prin difuziune în cîmp electostatic

Pentru metoda difuziunii prin forța gravitației (difuziune mecanică) granulele abrazive cad dintr-un distribuitor pe suportul benzii abrazive, acoperit pe partea superioară cu liantul de bază. La această metodă granulele abrazive sînt distribuite la întîmplare, fapt pentru care aceste benzi sînt de o calitate inferioară.

Din aceste sortimente variate, în funcție de condițiile practice ale rectificării, se face alegerea celor mai adecvate benzi abrazive.

Un progres însemnat a fost obținut în ultimul timp în construcția benzilor abrazive prin elaborarea de către firma ,,Clover Manufacturing Company'', Norwalk, Connecticut (SUA) a unor benzi abrazive tratate în mod special și care folosesc fenomenul fizic de ablațiune pentru eliminarea căldurii din zona de așchiere, dar modul de tratare a acestor benzi abrazive nu a fost încă publicat de către firma respectivă. Aceste benzi, denumite benzi ,,Thermoblate'', au proprietăți de exploatare superioare benzilor abrazive obișnuite. Astfel, fiind încercate pentru rectificarea oțelurilor speciale ,,René 41'' și ,,Waspaloy'', s-a constatat cum cantitatea de metal îndepărtată în același timp de lucru (figurile 8 și 9) este de aproximativ de două ori mai mare în cazul folosirii acestor benzi (curba 1) decît în cazul folosirii unor abrazive obișnuite (curba 2). De asemenea, că la prelucrarea mecanică în aceleași condiții benzile ,,Thermoblate'' dezvoltă în zona de așchiere temperaturi cu pînă la 550°F mai mici decît benzile abrazive obișnuite, fapt ce asigură o integritate mult mai mare a suprafețelor prelucrate astfel. În același timp, s-a observat că datorită temperaturii mai ridicate dezvoltate de benzile obișnuite se formează în stratul superficial tensiuni remanente de întindere, iar la prelucrarea cu benzi ,,Thermoblate'' se formează tensiuni remanente de compresiune favorabile creșterii rezistenței la oboseală a pieselor respective.

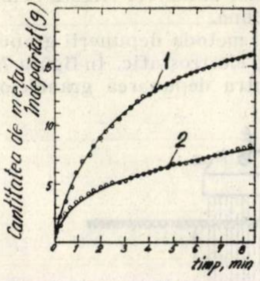


Fig. 8. Volumul de metal îndepărtat de benzile abrazive ,,Thermoblate (1) și obișnuite (2) la rectificarea oțelului ,,René 41'' cu duritatea 44 HRC,

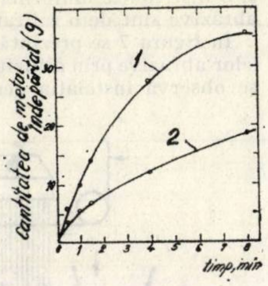


Fig. 9. Volumul de metal îndepărtat de benzile abrazive ,,Thermoblate'' (1) și obișnuite (2) la rectificarea oțelului ,,Waspaloy'' cu duritatea 34 HRC,

6. Calitatea suprafeței benzilor abrazive

Asupra calității suprafețelor prelucrate, o influență mare o are calitatea suprafeței benzilor abrazive, caracterizată prin dimensiunile granulelor abrazive, cantitatea de granule abrazive pe unitatea de suprafață a benzii, adîncimea de amplasare a vîrfurilor granulelor abrazive unele în raport cu altele, distanța dintre granule și geometria granulelor abrazive.

Pentru caracterizarea completă a suprafeței benzilor abrazive se poate pleca de la funcția,

$$Z = F(x, y) \tag{1}$$

x, y — coordonatele plane ale suprafeței ;

Z — cota de amplasare a înălțimii granulelor abrazive de la suportul de bază.

Dispunerea întîmplătoare a granulelor abrazive pe suportul de bază nu permite însă rezolvarea precisă a funcției (1), și ca urmare în practică se folosesc metodele aproximative ale calculelor statistice.

Pentru aprecierea calității inițiale a suprafețelor benzilor abrazive au fost făcute pachete cu straturi intermediare de benzi de rectificat și folii subțiri din tablă, fiind apoi presate cu o rolă din oțel. Analiza ulterioară la microscop a foliilor de tablă prin determinarea urmelor pe unitatea de suprafață produse de granulele abrazive a permis aprecierea calității suprafeței benzilor abrazive.

Numărul granulelor pe un centimetru pătrat de suprafață a benzii a fost determinat cu relația,

$$n = \frac{K}{\Sigma S} \tag{2}$$

unde : K este numărul de urme constatate pe totalitatea suprafețelor analizate la microscop ;

ΣS — suprafața totală analizată microscopic, ținînd seama de puterea de mărire a acestuia, în cm².

Pe baza acestei analize a fost trasată diagrama spațială din figura 10.

Pentru determinarea numărului de granule pe unitatea de suprafață se mai poate folosi metoda analitică bazată pe masa totală a granulelor pe un centimetru pătrat și greutatea medie a unei singure granule. Totodată s-a căutat determinarea numărului limită n_0 al granulelor abrazive amplasate pe unitatea de suprafață, deoarece acestea determină capacitatea maximă de așchiere a benzii abrazive.

Cantitatea maximă de granule abrazive amplasate pe unitatea de suprafață a benzii se poate determina cu relația,

$$n_0 = K \cdot \frac{10^4}{P} \tag{3}$$

în care : $K = 0{,}5 \ldots 1$ este coeficientul care caracterizează densitatea de acoperire cu granule abrazive a benzii ;

P — granulația benzii.

Cantitatea de granule abrazive n_i care se găsesc la un moment dat în contact cu suprafața rectificată este variabilă și depinde de granulația benzi, de adîncimea de rectificare și de diferența de înălțime a vîrfurilor granulelor abrazive.

Pe baza datelor experimentale s-a stabilit următoarea relație pentru determinarea numărului de granule care se găsesc la un moment dat în contact cu suprafața rectificată,

$$n_i = n_0 \cdot e^{-c \cdot h} \tag{4}$$

unde : h este adîncimea de rectificare ;

c — coeficientul care caracterizează adîncimea de amplasare a granulelor abrazive în funcție de granulația benzii, și se determină cu relația,

$$c = (10^3 - 3 \cdot P) \cdot 10^{-4} \tag{5}$$

Distanța dintre vîrfurile granulelor abrazive obținută la măsurarea urmelor imprimate depinde de granulația abrazivului și de adîncimea de amplasare a granulelor abrazive (fig. 11).

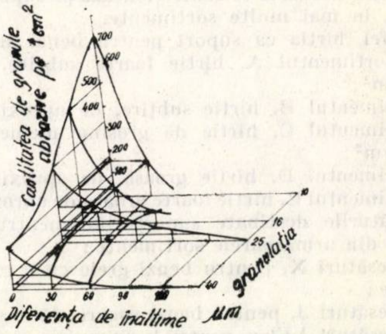


Fig. 10. Cantitatea de granule abrazive pe unitatea de suprafață în funcție de înălțimea dispunerii lor și mărimea granulelor abrazive

Deoarece în timpul prelucrării mecanice distanța dintre granulele abrazive nu se menține constantă, variind în funcție de raza de curbură a rolelor de contact, de rigiditatea rolelor de contact, de elasticitatea suportului de bază și de presiunea exercitată de rolele de contact, datele privind calitatea suprafețelor benzilor abrazive obținute în condiții statice sînt orientative și se impun cercetări directe în timpul prelucrării mecanice prin așchiere.

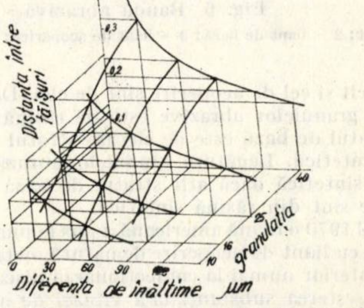


Fig. 11. Distanța între granulele abrazive în funcție de granulație și de adîncimea de amplasare a granulelor

7. Calitatea suprafeţelor prelucrate cu benzi abrazive

Au fost efectuate cercetări atît privind calitatea geometrică cît şi fizică a suprafeţelor prelucrate mecanic cu benzi abrazive şi s-a făcut următoarea constatare : calitatea geometrică a suprafeţelor depinde de granulaţia benzilor abrazive, de parametrii regimului de aşchiere şi de folosirea sau nefolosirea lichidelor de ungere-răcire.

În figura 12 se prezintă influenţa adîncimii de aşchiere şi a lichidelor de ungere-răcire asupra rugozităţii de suprafaţă.

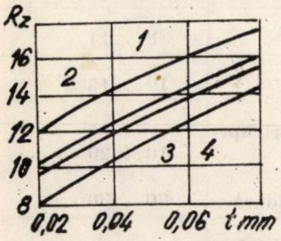


Fig. 12. Influenţa adîncimii de aşchiere şi a lichidelor de ungere-răcire asupea rugozităţii de suprafaţă

(1 — oţel aliat, fără ungere — răcire ; 2 — oţel aliat cu ungere-răcire ; 3 — oţel carbon de scule fără ungere-răcire ; 4 — oţel carbon de scule cu ungere-răcire)

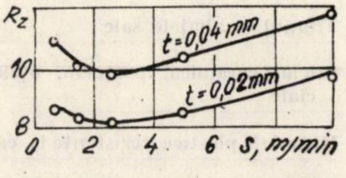


Fig. 13. Influenţa avansaului longitudinal asupra rugozităţii de suprafaţă

S-a observat că la creşterea adîncimii de aşchiere de la 0,02 mm pînă la 0,08 mm, rugozitatea de suprafaţă creşte în limitele unei clase de calitate.

În figura 13 se prezintă influenţa avansului longitudinal asupra rugozităţii de suprafaţă. S-a observat că în limitele avansului longitudinal adoptat (0,7 ... 10) m/min, înălţimea rugozităţii se modifică puţin şi anume, după ce trece printr-un minim la 2,5 m/min, creşte continuu odată cu creşterea avansului longitudinal.

În ceea ce priveşte calitatea fizică a suprafeţelor prelucrate cu benzi abrazive, s-a observat că întrucît temperatura din zona de aşchiere este mai mică decît la rectificarea cu discuri abrazive, modificările sînt relativ mici.

8. Forţele puterea şi vitezele de aşchiere la rectificarea cu bandă abrazivă

Au fost efectuate numeroase cercetări privind forţele de aşchiere la rectificarea cu benzi abrazive ; s-a plecat de la dubla interpretare a fenomenelor din zona de aşchiere la rectificare asemuindu-le unui proces de frezare cu un număr mare de tăişuri aşchietoare sau unui proces de frecare.

Se presupune că forţa normală P_y şi forţa tangenţială P_z sînt ambele formate de două componente, una datorită aşchierii şi una datorită frecării,

$$P_y = P_{ya} + P_{yf} \tag{6}$$

$$P_z = P_{za} + P_{zf} \tag{7}$$

P_{ya}= componenta forţei P_y formată de aşchiere ;

P_{yf}— componenta forţei P_y formată de frecare ;

P_{za}— componenta forţei P_z formată de aşchiere ;

P_{zf}— componenta forţei P_z formată de frecare.

Dacă se ţine seama de coeficientul de frecare μ şi de coeficientul ortogonal de aşchiere C, definiţi prin relaţiile,

$$\mu = P_{zf}/P_{yf} \tag{8}$$

$$C = P_{za}/P_{ya} \tag{9}$$

atunci se obţin următoarele relaţii,

$$P_z = C \cdot P_{ya} + \mu \cdot P_{yf} \tag{10}$$

$$P_{yf}/P_{ya} = \frac{C - P_z/P_y}{P_z/P_y - \mu} \tag{11}$$

$$P_{ya} = \frac{P_z - \mu \cdot P_y}{C - \mu} \tag{12}$$

Relaţiile (10), (11) şi (12) au fost verificate practic prin analize experimentale în funcţie de modul de prelucrare, cu forţă de aşchiere constantă sau cu adîncime de aşchiere (avans vertical) constantă.

Prezintă interes trasarea grafică a relaţiei (11) în funcţie de timpul de prelucrare, în cazul rectificării cu forţă constantă (fig. 14). Se observă cà la rectificarea cu forţă de aşchiere constantă, componenta forţei P_y cauzată de forţa de frecare creşte deosebit de mult după începerea procesului de aşchiere.

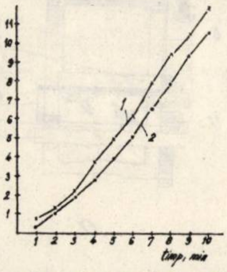


Fig. 14. Raportul P_{yf}/P_{ya} în funcţie de timp, la rectificarea oţelurilor 50X (1) şi 36 X (2)

S-a căutat şi determinarea unor relaţii operative pentru calculul componentelor P_z şi P_y ale forţei de aşchiere. Astfel, pe baza încercărilor efectuate, folosind benzi abrazive cu o întindere optimă, cu role de contact rigide, s-a ajuns la relaţiile,

$$P_z = C_z \cdot t^{x_z} \cdot S^{y_z} \cdot b^{q_z} \tag{13}$$

$$P_y = C_y \cdot t^{x_y} \cdot S^{y_y} \cdot b^{q_y} \tag{14}$$

în care : t este adîncimea de aşchiere ;

S — avansul longitudinal ;

b — lăţimea de rectificare.

Constantele x_z, y_z, q_z, x_y, y_y şi q_y, în funcţie de natura materialelor prelucrate, se dau în tabelul 2.

Tabelul 2

Valori ale constantelor din relaţiile (13) şi (14)

Materialul de prelucrat	x_z	x_y	y_z	y_y	q_z	q_y
Oţel carbon de scule	0,86	0,90	0,45	0,45	0,92	0,90
Oţel crom-nichel	0,84	0,87	0,45	0,45	0,96	0,90
Fontă	0,88	0,92	0,35	0,35	0,98	0,97

Raportul P_y/P_z la rectificarea oţelurilor şi aliajelor cu duritate medie şi mare se situează între valorile 1,8 . . . 2, reducîndu-se la 1,4 . . . 1,5 în cazul aliajelor moi feroase şi neferoase.

În cazul unor condiţii egale de prelucrare pentru rectificarea oţelului carbon de scule tratat termic, componentele P_y şi P_z sînt cu 20 ... 30 % mai mici dacă se foloseşte bandă abrazivă, în comparaţie cu rectificarea cu discuri abrazive.

Au fost efectuate încercări privind şi consumul de putere la rectificarea cu benzi abrazive şi s-a constatat cum consumul de putere variază proporţional cu componenta P_z a forţei de aşchiere. De asemenea, s-a constatat că puterea specifică consumată pentru un centimetru de lăţime a benzii este între (0,4 şi 0,6) W/cm pentru diferite materiale prelucrate, dar mărimea forţelor de aşchiere, consumul de energie, temperatura din zona de aşchiere precum şi calitatea suprafeţelor prelucrate cu benzi abrazive depinde de lichidul de ungere-răcire din timpul rectificării.

În figura 15 se prezintă soluţiile constructiv-funcţionale la un sistem de ungere-răcire de la maşinile de rectificat cu bandă abrazivă (brevet nr. 2.968.897 — SUA). Banda abrazivă 1 se roteşte pe rolele 2, încorporate în carcasele 3. Pe masa 4, a cărei poziţie poate fi reglată în raport cu banda abrazivă, se instalează semifabricatul 5. Pe suportul 6 este prevăzut un şanţ în care cu ajutorul şuruburilor se fixează carcasele 3. În partea inferioară a suportului se fixează ajutajul 7, care este prevăzut cu alezajul 8, înfundat într-o parte cu un dop. Alezajul 8 comunică cu exteriorul printr-o serie de găuri mici 9, prin care se debitează lichidul de ungere-răcire în zona de lucru a benzii abrazive. Lichidul intră în alezajul 9 prin deschizătura 10 în care este introdus tubul flexibil 11. Pentru a se obţine un efect maxim de folosire a lichidului de ungere-răcire, acesta se debitează pe bandă sub formă de jeturi înclinate sub un unghi de 45° ··· 60°, iar pentru a se împiedica împroşcarea lui este prevăzută apărătoarea 12.

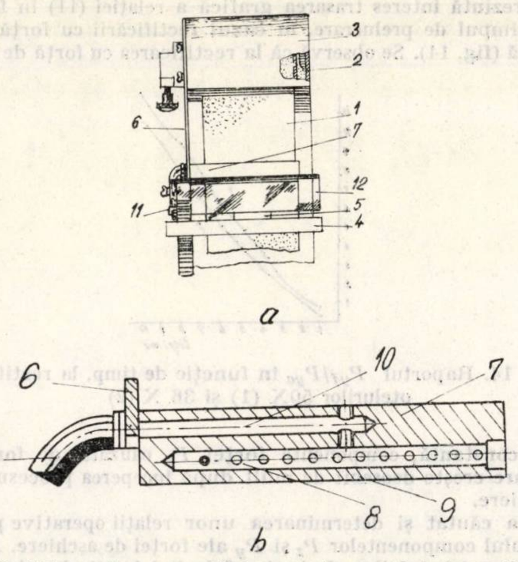


Fig. 15. Sistem de ungere-răcire pentru maşini de rectificat cu benzi abrazive

În tabelul 3 se prezintă valori pentru vitezele optime de aşchiere la rectificarea cu bandă abrazivă a diferitelor materiale de prelucrat. Se observă că vitezele de aşchiere la rectificarea cu benzi abrazive sînt comparabile cu cele de la rectificarea cu discuri abrazive, şi că domeniul vitezelor optime de aşchiere în cadrul aceleiaşi grupe de materiale este larg, fapt ce impune încercări experimentale de fiecare dată, pentru stabilirea corectă a vitezei optime de aşchiere.

9. Productivitatea prelucrării mecanice cu benzi abrazive

Productivitatea prelucrării mecanice cu benzi abrazive depinde în special de uzura benzilor abrazive, de viteza de aşchiere şi de presiunea de contact dintre benzile abrazive şi semifabricat.

În figura 16 se prezintă cantitatea de metal îndepărtată ca o funcţie de timp şi care exprimă însăşi gradul de uzură al benzii abrazive la prelucrarea mecanică a oţelului „René 41" cu duritate HRC 45 (a) şi a oţelului „Waspaloy" cu duritatea HRC 34 (b). Prelucrarea s-a făcut cu benzi „Thermoblate" (1) şi obişnuite (2) cu benzi abrazive din oxid de aluminiu cu granulaţia 60.

Tabelul 3

Valori orientative privind vitezele optime de aşchiere la rectificarea cu benzi abrazive

Materialul de prelucrat	Viteza optimă de aşchiere m/s
Materiale sensibile la căldură, materiale plastice etc.	5...25
Materiale dure şi sinterizate	8...14
Titanul şi aliajele sale	10...15
Sticlă, ceramică, porţelan, oţeluri speciale	10...20
Materiale plastice rezistente la căldură	20...30
Oţeluri inoxidabile, oţeluri rapide, oţeluri aliate de scule	20...30
Fontă cenuşie, oţel turnat	25...45
Oţel carbon	30...40
Alamă, cupru, zinc, bronz, tombac	30...50
Aluminiu şi aliaje uşoare	40...60

În figura 17 se prezintă influenţa presiunii de contact dintre banda abrazivă şi semifabricat, asupra cantităţii de metal îndepărtate după patru minute de prelucrare la rectificarea cu benzi abrazive „Thermoblate" (1) şi obişnuite (2) a oţelului „Waspaloy" cu duritatea HRC 34.

Acelaşi efect al presiunii de contact se obţine şi dacă prelucrarea mecanică se face fără suporturi de presiune în dreptul semifabricatului şi presiunea de contact se reglează prin tensionarea mai mare sau mai mică a benzii (fig. 18).

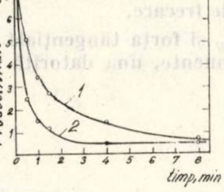


Fig. 16. Cantitatea de material îndepărtată în funcţie de timpul de la începutul prelucrării mecanice

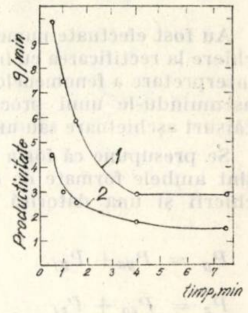


Fig. 17. Cantitatea de metal îndepărtată în funcţie de presiunea de contact

În figura 18 se prezintă principiul de prelucrare cu benzi abrazive a fusurilor unui arbore, fără suporturi de presiune. Semifabricatul 1 este în contact cu banda abrazivă 6 care trece peste rolele de sprijin 2 şi rola de antrenare 3. Tensiunea benzii este reglată prin pîrghia 4 cu dinamometrul 5. În funcţie de tensiunea de bandă, unghiul de contact al benzii cu semifabricatul 2α este variabil. Pe acest principiu a fost realizat

Tabelul 4

Domenii de utilizare și parametrii de lucru la rectificarea cu bandă abrazivă a metalelor feroase

Domeniul de utilizare	Succesiunea granulației la prelucrare					Viteza de așchiere, m/s	Discul de contact. Duritate Shore	Mijloace auxiliare la rectificarea cu bandă abrazivă. Mediul de răcire.
	Degroșare I	Degroșare II	Finisare I	Finisare II	finisare III			
Piese din fontă	VK X 24—30	VK X 60—80	VK X 120—180	—	—	30—40	Cauciuc, material plastic cu dantură înclinată. La degroșare 65—85Shore, la finisare 40—60 Shore	Pînă la granulația 120 rectificare uscată, După granulația 120 : unsoare fluidă. ulei.
Piese forjate cu arsuri, suprafețe combinate și profilate	—	VK SicC X 24—30	VK X 60—80	HK X,J 120—150	—	30—40	Cauciuc, material plastic. Degroșare 70—90 Shore, La finisare, dantură fină, 60—80 Shore.	Îndepărtarea arsuri uscat, în alte împrejurări pastă de rectificat, unsoare fluidă, ulei.
Fontă maleabilă, cusături de la sudare la oțel, suprafețe profilate	—	VK X 50—60	VK X, J 120—180	HKX, J 180—120	Schleifmop 240—280	30—40	Material plastic cu 70—90 Shore. La finisare cauciuc cu dantură fină și 65—80 Shore	Pînă la granulația 180 uscat. După granulația 180 se folosește pastă, unsoare fluidă, ulei.
Tablă ambutisată adînc, oțel, aliaje crom-nichel, suprafețe combinate și profilate	—	KH X, J 120—180	KHJ 240—280	HK J 320—400	Schleifmop 400—500	30—35	La X cauciuc, material plastic 70—80 Shore. La J material plastic în țesătură 45—65 Shore	Pînă la granulația 180 uscat. După granulația 180 se folosește pastă, iar la mașini automate unsoare fluidă ulei.
Oțel carbon, oțel inoxidabil și benzi de oțel	HK X 80	HK X 120	HK X 180	HK X 240	HK SiCN 320—400	30—40	Cauciuc sau material plastic cu dantură înclinată, 70 — 80 Shore	Pînă la granulația 120 uscat . Peste granulația 180 ; unsoare fluidă, ulei.
Titan și aliaje de titan	—	VK SiC X 40—60	VK SiC X 100—180	VK SiC X 220—280	—	6—10	Cauciuc sau material plastic, diametru mic 70—90 Shore	Pînă la granulația 100, unsoare cu clor și sulf. Peste granulația 180 ; unsoare fluidă ulei.

Tabelul 5

Domenii de utilizare și parametrii de lucru la rectificarea cu bandă abrazivă a materialelor neferoase

Domeniul de utilizare	Succesiunea granulației la prelucrare					Viteza de așchiere m/s	Discul de contact. Duritatea Shore	Mijloace auxiliare la rectificarea cu bandă abrazivă Mediul de răcire
	Degroșare I	Degroșare II	Finisare I	Finisare II	Finisare III			
Piese turnate în forme de nisip	VK X 24—30	HK X 60—100	HK X 180	HK X 240—280	HK X 320—400	35 40	Cauciuc sau material plastic cu dantură înclinată, 65—90 Sh ore	Pînă la granulația 100 unsoare solidă. Peste granulația 180 : unsoare fluidă, ulei
Piese turnate în cochile, aluminiu alamă, piese profilate și suprafețe mici	VK X 60—80	VK X 120—180	VK X 240—280	—	—	35—40	Cauciuc sau material plastic, lamele din țesături, 45—65 Shore	Pînă la granulația 180 unsoare solidà, pastă. Peste granulația 180 : unsoare fluidà, ulei.
Piese turnate în cochile, aluminiu, alamă, culee și alte suprafețe	—	HK J 150	HK J 220—280	HK J 320—400	Schleifmop 320—400	35—40		Pînă la granulația 150 unsoare solidă, paste. Peste granulația 220 ; unsoare fluidă, ulei.
Armături din alamă, piese puternic profilate	HK J 60—80	HK J Flex 120—150	HK J Flex 220—280	Schleifmop 320—400	—	35—45	Material plastic sau țesătură, 30—45 Shore	Peste granulația 150 ; pastă de rectificat
Suprafețe la piese din zinc, turnate prin injecție, piese profilate	HK X 150—180	HK X, J 220—280	HK X, J 320—360	—	—	35—40	Cauciuc sau material plastic, la suprafețe plane 60—80 Shore, la suprafețe profilate 3—45 Shore	Pînă la granulația 180 pastă de rectificat. Peste granulația 220 : unsoare fluidă, ulei.

un dispozitiv şi la Intreprinderea ,,Timpuri Noi", pentru prelucrarea foarte fină a fusurilor arborilor cotiţi (fig. 19).

Încercări efectuate cu dipozitivul din figura 18 la rectificarea unor aliaje pe bază de titan se prezintă în figura 20, din care se constantă că după un timp oarecare de prelucrare forţele de aşchiere se stabilizează la anumite valori, cu atît mai mici cu cît viteza de aşchiere a benzii este mai mare.

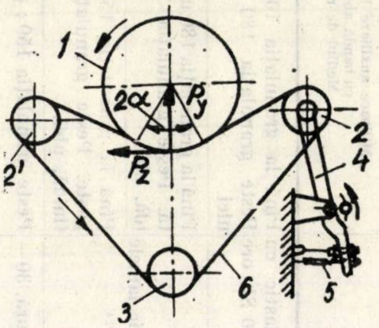


Fig. 18. Prelucrarea cu bandă abrazivă fără suporturi de presiune

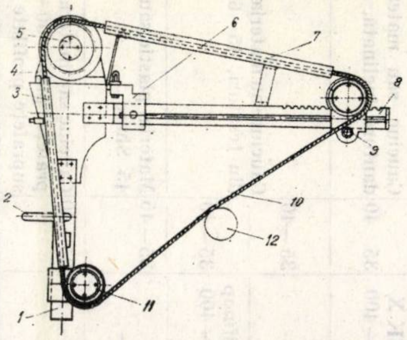


Fig. 19. Dispozitiv pentru rectificarea cu bandă abrazivă a fusurilor arborilor cotiţi

(1 – ghidaj; 2 – mîner; 3 – apărătoare; 4 – motor electric de antrenare; 5 – rolă de antrenare; 6 – butuc deplasabil pe două direcţii pentru suspendare; 7 – apărătoare; 8 – ghidaj; 9 – suport role; 10 – bandă abrazivă; 11 – rolă de intindere; 12 – piesă de prelucrat)

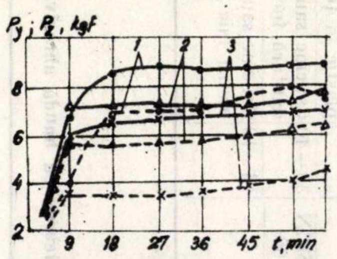


Fig. 20. Variaţia în timp a forţelor de aşchiere P_y (linie continuă) şi P_z (linie întreruptă), în cazul forţei de întindere de 0,45 Kgf/mm lăţime a benzii. Curbele 1, 2 şi 3 corespund valorilor 9; 16 şi 25 m/s, viteză a benzii abrazive

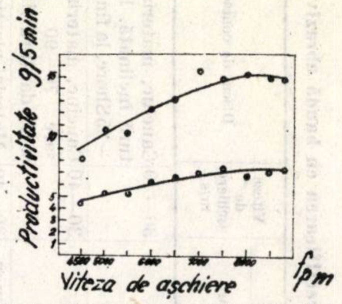


Fig. 21. Influenţa vitezei de aşchiere a benzii abrazive asupra productivităţii prelucrării mecanice

În figura 21 se prezintă influenţa vitezei de aşchiere a benzii abrazive asupra cantităţii de metal îndepărtate după cinci minute de lucru, la rectificarea oţelului ,,Waspaloy" cu duritate HRC 34 cu benzi abrazive ,,Thermoblate" (1) şi obişnuite (2). Se poate constata că există şi o viteză optima de aşchiere care asigură productivitatea maximă a prelucrării mecanice.

În tabelele 4 şi 5 se prezintă sintetic domeniile de folosire a rectificării cu benzi abrazive la rectificarea metalelor feroase şi a materialelor neferoase, valorile limită ale vitezei de aşchiere, recomandări pentru alegerea suporturilor de contact şi a lichidelor de ungere-răcire, însă toate cercetările efectuate reclamă necesitatea unor încercări concrete pentru optimizarea parametrilor de lucru, în funcţie de condiţiile şi cerinţele practice impuse acestui gen de prelucrare mecanică.

BIBLIOGRAFIE

1. *Badea V. Lucaci, W*: Realizări la uzina ,,Timpuri Noi" privind supranetezirea arborilor cotiţi. In ,,Construcţia de Maşini" Nr. 3/martie 1971, p. 129—132.
2. *Badea, V*: Tehnologia de netezire a suprafeţelor ODPT — MICMG, Bucureşti, 1971.
3. *Benningoff, H*: Schleifen, Polieren, Strahlen. Fortschritsbericht und Literaturanalyse In ,,Technische Rundschau" (Elveţia) vol. 65, nr. 4/30 ianuarie 1973, p. 25—27.
4. *Coman, Gh, ş. a*: Probleme actuale ale finisării şi suprafinisării suprafeţelor pieselor de maşini, vol. I. INID, Bucureşti, 1973.
5. *Csallnee, H*: Rectificarea cu bandă abrazivă. In ,,Technische Rundschau" (Elveţia) vol, 64, nr. 1/ianuarie 1972, p. 17 — 18.
6. *Feinberg, B*: Ablative Abrasive Boosts Belt Productivity. In: The Tool and Manuf. Eng. (SUA) nr. 2/februarie 1969, p. 18—21
7. *Ostertag, H*: Bandschleifen von Stahl mit konstanter Zustellung In ,,Ind. Anz." (FG). vol. 93, nr, 14/16 fbr. 1971, p. 291—292.
8. *Story, R. W*: Forces and Force Ratios in Grinding With Coated Abrasives. In ,,Trans. of the ASME. Series B" (SUA) nr. 2/mai 1968, p. 407—410.
9. *Verezub, V*: *N*. Slifovanie abrazivnîmi lentami Izd. Maşinostroenie, Moskva, 1972.

◆

C.Z. 621.941.234.3:621.91.01

... Determinarea parametrilor regimurilor de aşchiere utilizate la strunguri automate

Ing. Valentin-Nicolae **IVAN** – Universitatea din Braşov
Ing. Eugenia **TĂNASE** – „Tractorul" – Braşov

1. INTRODUCERE

În cadrul optimizării proceselor tehnologice, astăzi o problemă la ordinea zilei, o atenţie deosebită trebuie acordată secţiunii de determinare a parametrilor optimi ai regimurilor de aşchiere, mai ales atunci cînd este vorba de prelucrări cu multiscule, cum este cazul prelucrărilor pe strunguri automate.

În problema determinării regimurilor de aşchiere în prezent sînt conturate două direcţii şi anume : o primă direcţie caracterizată prin determinarea soluţiei optime ca puncte libere staţionare, nesupuse la legături, o a doua direcţie prin determinarea soluţiei ca puncte de optim condiţionat, deci supuse la legături.

Cu toate avantajele metodelor bazate pe principiile optimelor condiţionate [1], uneori se preferă la optimizarea regimurilor de aşchiere metode bazate pe soluţionarea problemei prin puncte libere staţionare. Acestea din urmă sînt mai rapide şi se pretează excelent nomografierii. În plus, pe acestea se bazează şi elaborarea unor sisteme ample de optimizare a proiectării automate a proceselor tehnologice [1].

2. MODELUL MATEMATIC AL SISTEMULUI DE OPTIMIZARE

Asociind sistemului tehnologic de prelucrare sistemul de optimizare a informaţiei cu referire la factorii regimului de aşchiere (fig. 1), problema determinării modelului matematic al acestuia din urmă se rezumă la scrierea unei relaţii de forma :

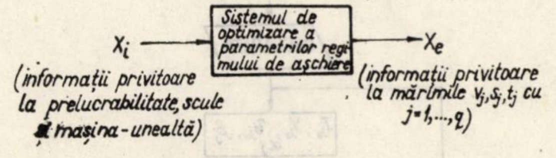

Sistemul de optimizare a parametrilor regimului de aşchiere
x_i
(informaţii privitoare la prelucrabilitate, scule şi maşina-unealtă)
x_e
(informaţii privitoare la mărimile v_j, s_j, t_j cu $j=1,...,q$)

Fig. 1

$$Y = f(x_i, x_e) \tag{1}$$

În cazul în care determinarea parametrilor optimi ai regimului de aşchiere este orientată spre optimizarea preţului de cost, relaţia (1) are forma [2] ;

$$C = \tau_x \cdot Cmmn + \sum_{j=1}^{2} \frac{\tau_j}{T_j} \cdot Cgtl_j \tag{2}$$

în care : C este costul prelucrării [lei] ;

τ_x = τ_p[min] în cazul prelucrărilor pe strunguri automate multiaxe şi $\tau_x = \sum\limits_{j=1}^{q_1} \tau_j$ [min] în cazul prelucrărilor pe strunguri automate cu cap revolver ;

q – numărul total de scule ;

q_1 – numărul sculelor ai căror timpi de bază nu se suprapun ;

τ_j – timpul de bază [min] ;

T_j – durabilitatea [min] ;

j – indicele care precizează scula ;

τ_p – timpul de bază [min] cel mai mare dintre toţi τ_j ;

Cmmn se calculează cu relaţia

$$Cmmn = (Cm + Cgm) : 60 \text{ [lei/min]} \tag{3}$$

unde *Cm* reprezintă cheltuielile legate de retribuirea operatorului de la maşina-unealtă [lei/oră] ;

Cgm – cota-parte a cheltuielilor generale efectuate cu exploatarea maşinii-unelte [lei/oră] ;

$Cgtl_j$ – se calculează cu relaţia :

$$Cgtl_j = Cmmn \cdot \tau_{sr_j} + \frac{P_j}{Tl_j} + \frac{Ca + Cga}{60} \cdot \tau_{a_j} \text{ [lei].} \tag{4}$$

în care τ_{sr_j} este timpul de schimare şi reglare cu această ocazie a sculei [min] ;

p_j – preţul sculei [lei] ;

Tl_j – numărul total al ascuţirilor suportate de sculă ;

Ca – cheltuielile legate de retribuirea muncitorului ascuţitor [lei/oră] ;

Cga – cota-parte a cheltuielilor generale efectuate în atelierul de ascuţitorie [lei/oră] ;

τ_a – timpul de ascuţire [min] ;

j – indicele care precizează scula.

Ştiind că durabilităţile T_j şi timpii de bază τ_j se pot exprima prin relaţii de forma [3] :

$$T_j = T_d \cdot \alpha_j ; \; \tau_j = \tau_p \cdot \beta_j \tag{5}$$

şi cunoscînd că timpul de bază τ_p se poate exprima prin [3] :

$$\tau_p = k \cdot T_d^{m_p} \tag{6}$$

în care : T_d – durabilitatea [min] cea mai mică ;

α_j, β_j – coeficienţii adimensionali ;

k – constantă ;

m_p – exponentul durabilităţii sculei marcate cu indicele p,

relaţia (2) se poate scrie :

$$C = \tau_x \cdot Cmmn + K \cdot T_d^{m_p - 1} \cdot \sum_{j=1}^{q} \frac{\beta_j}{\alpha_j} \cdot Cgtl_j \tag{7}$$

unde : $\tau x = k \cdot T_d^{m_p}$ în cazul prelucrărilor pe strunguri automate multiaxe şi

$\tau_x = K \cdot T_d^{m_p} \cdot \Sigma_{j=1}^{q_1} \beta_j$ în cazul prelucrărilor pe strunguri automate cu cap revolver.

Ţinînd seama de faptul că între durabilităţile sculei marcate prin indicele d considerate mai întîi în cazul izolat (Td_0) şi apoi în cazul lucrului în complet (Td), se poate scrie o relaţie de forma [3]:

$$T_d = T_{d_0} \cdot r_d^{-\frac{1}{m_d}} \cdot w_d^{-\frac{1}{m_d} \cdot y_{v_d}} \tag{8}$$

Relaţia (7) se va modifica costul prelucrării depinzînd acum şi de coeficienţii r_d şi w_d, adică:

$$C = f(\ldots, r_d, w_d, \ldots) \tag{9}$$

în care r_d şi w_d fac legăturile:

$$v_d = v_{d_0} \cdot r_d\, ; \; s_d = S_{d_0} \cdot w_d \tag{10}$$

unde: v_{d_0}, s_{d_0} şi v_d, s_d sint parametrii regimurilor de aşchiere ai sculei marcate prin indicele d, în cazul lucrului izolat respectiv în cazul lucrului în complet în [min/m] şi [mm/rot];

m_d, y_{v_d} — exponenţi din relaţia lui Time-Taylor.

Aplicînd noii relaţii astfel obţinute (9) operatorul matematic [6]:

$$\frac{\partial c}{\partial r_d} = 0 \quad \frac{\partial c}{\partial w_d} \left| \; \frac{\partial^2 c}{\partial r_d^2} \cdot \frac{\partial^2 c}{\partial w_d^2} - \left(\frac{\partial^2 c}{\partial r_d \cdot \partial w_d} \right)^2 > 0 ; \right.$$

$$\left. \frac{\partial^2 c}{\partial r_d^2} > 0 ; \; \frac{\partial^2 c}{\partial w_d^2} > 0 \right|$$

în final se obţine:

$$r_d^{\frac{1}{m_d}} \cdot w_d^{\frac{y v_d}{m_d}} = \frac{m_p \cdot Td_0 \cdot Cmmn \cdot K_1}{(1-m_p) \cdot \Sigma_{j=1}^{2} Cgtt_j \cdot \frac{\beta_j}{\alpha_j}} \tag{11}$$

în care: $K_1 = 1$ pentru prelucrările pe strunguri automate multiaxe şi

$k_1 = \Sigma_{j=1}^{q_1} \beta_j$ pentru prelucrările pe strunguri automate cu cap revolver.

Relaţia (11) este de mare importanţă, deoarece permite determinarea factorilor regimului de aşchiere (v_d, s_d) pentru scula din complet care are durabilitatea cea mai mică (Td), prin intermediul coeficienţilor r_d, w_d (din care unul se adoptă).

Determinarea parametrilor regimurilor de aşchiere pentru celelalte scule din complet se face prin intermediul coeficienţilor r_j, w_j [3] după relaţia:

$$r_j^{\frac{1}{m_j}} \cdot w_j^{\frac{y v_j}{m_j}} = r_d^{\frac{1}{m_d}} \cdot w_d^{\frac{y v_d}{m_d}} \tag{12}$$

în care r_j şi w_j fac legăturile:

$$v_j = r_j \cdot v_{j_0} \, ; \; s_j = w_j \cdot s_{j_0} \tag{13}$$

unde: v_{j_0}, s_{j_0} şi v_j, s_j reprezintă parametrii regimurilor de aşchiere ai sculelor marcate prin indicele $j \neq 0$ în cazul lucrului izolat, respectiv în cazul lucrului în complet în [m/min] şi [mm/rot];

m_j, y_{v_j} — exponenţi din relaţia lui Time-Taylor.

În cazul în care prelucrările sînt identice din punct de vedere al sculelor şi dimensiunilor suprafeţelor prelucrate, adoptînd şi ştiind că [4]:

$$\frac{m_p \cdot Td_0 \cdot lmmn}{(1 - m_p) \cdot lgtt_j} = 1$$

relaţia (11) devine:

$$r = \left(\frac{k_2}{q} \right)^m \tag{14}$$

în care

$K_2 = 1$ la prelucrările pe strunguri automate cu multiaxe şi $K_2 = q_1$ la prelucrările pe strunguri automate cu cap revolver.

3. GENERALIZAREA RELAŢIILOR

În baza rezultatelor obţinute în lucrările [3] şi în aceasta, se poate generaliza sistemul de calcul al parametrilor regimurilor de aşchiere pentru prelucrările pe strunguri automate. Aceştia se calculează cu relaţiile (10) şi (13). Coeficienţii t_j şi w_j se calculează în conformitate cu relaţia (12), iar coeficienţii r_d şi w_d se determină din tabelul 1.

Tabelul 1. - Valoarea produselor $r_d^{\frac{1}{m_d}} \cdot w_d^{\frac{Y v_d}{m_d}}$

Criteriul / Felul prelucrării	Productivitate	Preţ de cost	Scule identice: productivitate şi preţ de cost	Observaţii
pe strunguri automate multiaxe	$K_3 \cdot \frac{1}{\sum_{j=1}^{q} \frac{\beta_j}{\alpha_j} \cdot \tau_{sr_j}}$	$K_3 \cdot \frac{C_{mmn}}{\sum_{j=1}^{q} \frac{\beta_j}{\alpha_j} C_{gttj}}$	$\frac{1}{q}$	$K_3 = \frac{T_{d_0} \cdot m_p}{1-m_p}$; $T_{d_0} = \frac{1-m_d}{m_d} \cdot \tau_{sr_d}$ pt. product. max. $T_{d_0} = \frac{1-m_d}{m_d} \cdot \frac{C_{gtt}}{C_{mmn}}$ pt. preţ cost min.
pe strunguri automate monoax cu cap revolver	$K_3 \cdot \frac{\sum_{j=1}^{q_1} \beta_j}{\sum_{j=1}^{q} \frac{\beta_j}{\alpha_j} \cdot \tau_{sr_j}}$	$K_3 \cdot \frac{C_{mmn} \cdot \sum_{j=1}^{q_1} \beta_j}{\sum_{j=1}^{q} \frac{\beta_j}{\alpha_j} \cdot C_{gttj}}$	$\frac{q_1}{q}$	

Pentru o utilizare raţională a acestui sistem de optimizare se recomandă efectuarea calculelor cu operatorul calculatoarelor electronice (fig. 2).

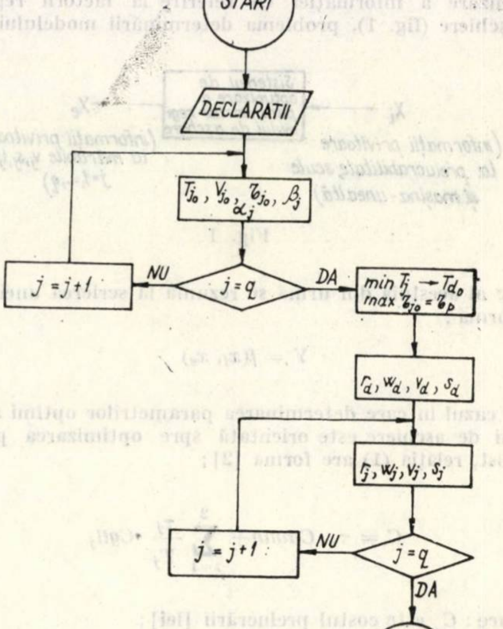
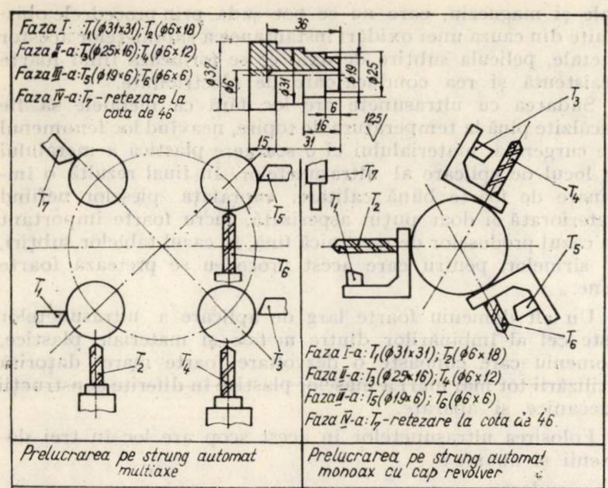

START
DECLARATII
$T_{j_0}, V_{j_0}, \tau_{j_0}, \beta_j, \alpha_j$
$j = q$
NU
$j = j+1$
DA
$\min T_j \rightarrow T_{d_0}$
$\max \tau_{j_0} = \tau_p$
r_d, w_d, v_d, s_d
r_j, w_j, v_j, s_j
$j = q$
NU
$j = j+1$
DA
STOP

Fig. 2

4. EXEMPLU

Pentru exemplificarea celor prezentate în această lucrare, să considerăm că avem de prelucrat piesa din figura 3.


Faza I :T1(ϕ31x31);T2(ϕ6x18)
Faza II-a:T3(ϕ25x16);T4(ϕ6x12)
Faza III-a:T5(ϕ19x6);T6(ϕ6x6)
Faza IV-a:T7-retezare la cota de 46
36
ϕ37
ϕ6
ϕ31
ϕ19
ϕ25
6
16
15
31
12,5
T1
T2
T3
T4
T5
T6
T7
Faza I-a:T1(ϕ31x31);T2(ϕ6x18)
Faza II-a:T3(ϕ25x16);T4(ϕ6x12)
Faza III-a:T5(ϕ19x6);T6(ϕ6x6)
Faza IV-a:T7-retezare la cota de 46

Prelucrarea pe strung automat multiaxe								Prelucrarea pe strung automat monoax cu cap revolver							
Criteriul productivitate				Criteriul preţ de cost				Criteriul productivitate				Criteriul preţ de cost			
Parametru regimurilor de aşchiere															
Scula	v m/min	s mm/rot	t mm	Scula	v	s	t	Scula	v	s	t	Scula	v	s	t
T_1	73	0,2	3	T_1	67	0,2	3	T_1	78	0,2	3	T_1	74	0,2	3
T_2	24	0,2	-	T_2	22	0,2	-	T_2	27	0,2	-	T_2	25	0,2	-
T_3	73	0,2	3	T_3	67	0,2	3	T_3	78	0,2	3	T_3	74	0,2	3
T_4	24	0,2	-	T_4	22	0,2	-	T_4	27	0,2	-	T_4	25	0,2	-
T_5	73	0,2	3	T_5	67	0,2	3	T_5	78	0,2	3	T_5	74	0,2	3
T_6	24	0,2	-	T_6	22	0,2	-	T_6	27	0,2	-	T_6	25	0,2	-
T_7	52	0,1	-	T_7	43	0,1	-	T_7	60	0,1	-	T_7	54	0,1	-
Observaţii: materialul piesei - OLC 35 cu σ_r = 52[daN/mm²] (bară) Sculele - Rp3.															

Fig. 3

Ştiind că [5] : $m_1 = m_3 = m_5 = 0{,}125$; $m_2 = m_4 = m_6 = 0{,}2$ $m_7 = 0{,}25$; $\tau_{sr_1} = \tau_{sr_3} = \tau_{sr_5} = \tau_{sr_7} = 4$ [min] ; $\tau_{sr_2} = \tau_{sr_4} = \tau_{sr_6} = 2$[min] ; $Cgll_1 = Cgll_3 = Cgll_5 = Cgll_7 = 0{,}6$ [lei] ; $Cgll_2 = Cgll_4 = Cgll_6 = 0{,}35$ [lei] ; $Cmmn = 0{,}1$ [lei/min] aplicînd algoritmul din figura 2, se obţin rezultatele prezentate în tabelul din figura 3.

5. CONCLUZII

— Sistemul de optimizare indicat în această lucrare permite determinarea regimurilor optime de aşchiere pentru prelucrările cu multiscule. Este o metodă practică care poate fi utilizată cu succes în întreprinderi.

— Din rezultatele obţinute la sfîrşitul lucrării rezultă că la un acelaşi *Cmmn*, cu creşterea productivităţii tehnologice (gradul de automatizare) optimul de funcţionare se atinge pentru regimuri de aşchiere mai puţin severe.

— Pentru creşterea eficienţei prelucrării pe seama măririi factorilor regimurilor de aşchiere (cu păstrarea restului de condiţii) trebuie micşoraţi timpii τ_{sr_j}.

BIBLIOGRAFIE

1. *Drăghici, G. şi Ivan, N., V.* : Uber die automatische Entwerfung der technologischen Vorgange, mit Verwendung von elektronischen Rechenmaschinen (asupra proiectării automate a proceselor tehnologice cu ajutorul calculatoarelor electronice). În ,,Vortäge Compcontrol' 72 — Anwendung der Elektronenrechner in der Leitung der Industrieunternehmen", III section, Sopron, iunie 1972, p. 117—130.
2. *Drăghici, G şi Ivan, N. V.* : Un model al preţului de cost pentru operaţiile de prelucrare pe strunguri automate. Lucrare susţinută la sesiunea de comunicări CIT din 5 — 6 mai 1972.
3. *Ivan, N., Boncoi, Gh* : Privitor la calculul regimurilor de aşchiere pe strunguri automate multiaxe. În Buletinul Institutului politehnic-Braşov, A, vol. XII, Braşov, 1970, p. 427—438.
4. *Lăzărescu, D. I* : Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor, Editura didactică şi pedagogică Bucureşti, 1964,
5. * * * Normative U. A. Bv. U.T.Bv.
6. *Allen, R.G.D.*, Analiză matematică pentru economişti Ed. ştiinţifică, Bucureşti, 1971.

* * *

CZ. 681.2 :534.321.9

...Posibilităţi de utilizare a energiei ultrasonore în mecanica fină

Ing. Grigore-Octavian **DONŢU**

Industria de mecanică fină, prin specificul produselor sale care trebuie să corespundă unor condiţii deosebite în ceea ce priveşte calitatea prelucrărilor şi precizia dimensională, apelează din ce în ce mai mult la procedee moderne de prelucrare şi control, printre care se află şi utilizarea energiei ultrasonore.

Datorită unor proprietăţi particulare ale undelor ultrasonice, cum sînt lungimea mică de undă, acceleraţia particulei foarte mare (putînd atinge 10^5 acceleraţia gravitaţiei) posibilitatea dirijării unui fascicul ultrasonic îngust în direcţia dorită, concentrarea energiei într-un spaţiu limitat, fenomene de cavitaţie ultrasonică, energia ultrasonoră are numeroase aplicaţii în domeniul prelucrărilor de precizie, în special pentru materiale dure şi casante, în operaţiile de sudură, control nedistructiv s.a.

În plus, procedeele de prelucrare cu ajutorul energiei ultrasonore acoperă un domeniu mai larg decît procedeele moderne de prelucrare prin electroeroziune şi decît prelucrările electrochimice, care se pot utiliza doar în cazul materialelor conductoare de curent electric.

Rezultate foarte bune se obţin în cazul operaţiilor de perforare specială, cu secţiunea găurii de diferite forme, şi în cazul operaţiilor de tăiere. În cazul operaţiilor de perforare se foloseşte o sculă care are o formă identică cu forma pe care trebuie să o aibă secţiunea găurii de prelucrat. Scula are o mişcare vibratorie cu frecvenţă mare (18—25 KHz) şi amplitudine mică (6—10 mm), iar în zona de prelucrare se introduce o pastă de praf abraziv în suspensie în ulei sau apă. Procesul de aşchiere are loc în urma acţiunii grăunţelor abrazive asupra piesei de prelucrat, pe care o bombardează cu o forţă care depăşeşte de cîteva zeci de mii de ori greutatea grăunţelor abrazive.

În funcţie de frecvenţa generatorului (1) care transmite energia vibratorului (4) şi apoi sculei (6), fiecare particulă de abraziv execută 20—30 de mii de lovituri pe secundă, producînd atît măcinarea materialului aflat direct sub acţiunea particulelor abrazive cît şi formarea unor fisuri care duc ulterior la dislocarea unor particule mai mari de material. Viteza de prelucrare depinde de o serie de factori cum sînt amplitudinea şi frecvenţa vibraţiilor, forma sculei şi presiunea exercitată de aceasta asupra piesei, caracteristicile grăunţelor abrazive şi viscozitatea lichidului în care se află în suspensie aceste granule. Astfel, viteza de lucru (mm/min) creşte concomitent cu creşterea concentraţiei granulelor abrazive pînă la valoarea de 30%, direct proporţional peste această limită viteza scăzînd cînd viscozitatea lichidului creşte.

Întrucît vibraţiile obţinute cu ajutorul emiţătoarelor magnetastrictive sau chiar cu ajutorul transductoarelor magnetice au amplitudini de valori nesatisfăcătoare (5—10 μm) acestea se amplifică cu ajutorul transformatoarelor acustice care sînt constituite dintr-o bară de secţiune variabilă, cu secţiunea mică în dreptul sculei, rezultînd valori ale amplitudinilor cuprinse între 40 şi 50 μm în cazul operaţiilor de degroşare şi între 20 şi 40 μm pentru operaţiile de finisare.

Pentru a asigura pătrunderea suspensiei de abraziv în zona de prelucrare, scula are prevăzute canale, cavităţi sau alte soluţii constructive adecvate.

Deoatece scula nu are o mişcare de rotaţie ci o mişcare de translaţie alternativă, perforarea cu ajutorul energiei ultrasonore nu se limitează numai la găuri circulare ci pot fi executate orificii cu secţiuni de orice formă dar de dimensiuni relativ mici, alegînd în mod corespunzător profilul sculei.

Dacă în locul perforatorului montăm o lamă subţire, dispozitivul prezentat poate servi la tăierea materialelor.

Operînd anumite modificări constructive şi adaptări, metoda ultrasonică poate fi utilizată cu bune rezultate la gravarea suprafeţelor materialelor dure sau casante, în special în cazul produselor de mecanică fină şi optică unde precizia este foarte ridicată.

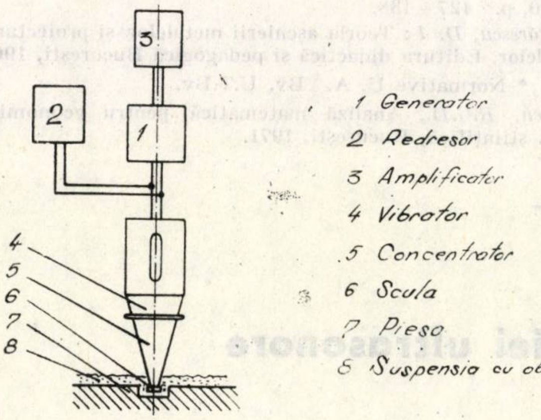


Fig. 1

Astfel, prelucrînd piesele din sticlă cu ajutorul energiei ultrasonore, se realizează o economie de material de aproximativ 25—30% comparativ cu celelalte metode, şi în plus pot fi practicate şi găuri de orice formă, în condiţii de precizie şi acurateţe deosebite în prelucrare.

Rezultate foarte bune se obţin la operaţiile de sudură cu ajutorul ultrasunetelor în special pentru aluminiu şi aliajele sale şi magneziu, care nu se pot suda prin procedeele obişnuite din cauza unei oxidări instantanee a suprafeţelor acestor metale, pelicula subţire de oxid ce se formează fiind foarte rezistentă şi rea conducătoare de electricitate.

Sudarea cu ultrasunete are loc fără ca metalele să fie încălzite pînă la temperatura de topire, neavînd loc fenomenul de curgere a materialului ci o scurgere plastică a metalului la locul de aplicare al ultrasunetelor. În final rezultă o îmbinare de foarte bună calitate, suprafaţa pieselor nefiind deteriorată ci doar puţin asperizată, lucru foarte important în cazul produselor de mecanică fină, în cazul tablelor subţiri, al sîrmelor, pentru care acest procedeu se pretează foarte bine.

Un alt domeniu foarte larg de aplicare a ultrasunetelor este cel al îmbinărilor dintre metale şi materiale plastice, domeniu care cunoaşte o dezvoltare foarte mare datorită utilizării tot mai mari a maselor plastice în diferite construcţii mecanice şi aparate.

Folosirea ultrasunetelor în acest scop are loc în trei domenii şi anume :

— sudare
— pichetarea metalelor de masele plastice
— armarea materialelor plastice cu metal.

Principiul de lucru, comun pentru cele trei metode constă în apropierea pieselor de îmbinat sub presiune, în timp ce energia ultrasunetelor se transmite de o sculă uneia dintre piesele de îmbinat. Energia ultrasonoră sub forma unor vibraţii mecanice, transmisă extremităţilor pieselor, conduce la o frecare de înaltă frecvenţă a uneia din piese pe cealaltă, producînd căldură, care topeşte materialul plastic în timp foarte scurt (mai puţin de o secundă), acesta curgînd pe întreaga zonă a îmbinării datorită presiunii aplicate. Cînd vibraţiile încetează materialul plastic topit se solidifică, obţinîndu-se o îmbinare de mare rezistenţă, în timp foarte scurt şi de mare precizie.

Un alt avantaj al metodei este faptul că permite automatizarea şi că se pretează şi la producţia de serie mare.

Cu rezultate satisfăcătoare se pot întrebuinţa ultrasunetele şi la sudarea maselor plastice între ele.

Un domeniu foarte larg de folosire a energiei ultrasonore în mecanica de precizie şi în construcţia de aparate este cel al operaţiilor de curăţire a pieselor, a mecanismelor şi a produselor din industria de mecanica fină şi aplicată, după operaţiile clasice de prelucrare, pentru îndepărtarea reziduurilor în urma proceselor de prelucrare (şpan, praf, emulsii, paste de lustruit etc.).

Alte aplicaţii cu largi utilizări a ultrasunetelor se pot face în domeniul defectoscopiei ultrasonore şi la măsurarea grosimilor, folosind fie unde ultrasonice continui fie impulsuri ultrasonice pentru măsurarea mărimilor fizice sau geometrice în medii solide, lichide sau gazoase.

Domeniul de utilizare a energiei ultrasonore, poate căpăta o extindere şi mai mare odată cu clarificarea şi elucidarea tuturor problemelor legate de proprietăţile ultrasunetelor, iar perspectivele care se deschid acestei metode sînt din ce în ce mai largi.

BIBLIOGRAFIE

1. *Diaconescu, Gh.*, Tehnologia mecanicii fine, Editura tehnică, Bucureşti 1969.
2. * * * Revue pratique de contrôle industriel, no. 38, 1970.
3. * * * Schweisstechnik, nr. 8, 1968.
4. * * * Sheet Metal Industries, 1970.

◆

INFORMARE DOCUMENTARĂ

Transferul de tehnologie

Tehnologia se vinde şi se cumpără pe o piaţă care lasă mult de dorit, fiind caracterizată printr-o foarte defectuoasă informare a cumpărătorilor şi-destul de des printr-un contro cva-l simonopolist exercitat prin vînzări de brevete, contracte de licenţă şi alte restricţii legale. Bazele unei politici de tehnologie industrială pe termen lung trebuie să conţină crearea unui potenţial naţional de folosire a resurselor naturale, dezvoltarea unei capacităţi de export competitiv şi edificarea unei baze economice cît mai independente.

Tehnologia este calea de a combina ,,input"-ul (capitalul investit, bunurile intermediare, capacitatea umană — cea a conducerii pe de o parte şi a muncii de diverse calificări pe de altă parte, precum şi resursele naturale), într-o formă iterabilă, pentru a produce un ,,output". Ea este un factor obligatoriu în procesul de producţie, şi tinde să devină din ce în ce mai complexă pentru a reduce munca umană.

Este un produs al cercetării şi dezvoltării, întrucît aplică ştiinţa la îmbunătăţirea producţiei. Dezvoltarea tehnologiei industriale este localizată în zonele unde cunoştinţele şi mijloacele ştiinţifice sînt uşor accesibile.

Ţara importatoare de tehnologie trebuie s-o adapteze la condiţiile sale specifice. De exemplu, o ţară cu un înalt grad de şomaj nu are interes să importe o tehnologie care economiseşte muncă, deşi ar avea un efect financiar pozitiv, ci va prefera o tehnologie cu un profit mai mic dar care echilibrează oferta pe piata forţelor de muncă. De asemenea, trebuie prevăzută pregătirea cadrelor necesare aplicării tehnologiei cumpărate. Mai trebuie avut în vedere şi echilibrul agricultură-industrie, precum şi autonomia naţională faţă de societăţile transnaţionale.

Tehnologia industrială mai este legată şi de două probleme ecologice ca efecte secundare ale producţiei industriale : folosirea stocurilor de resurse naturale imposibil de reînnoit şi poluarea mediului. Unele tehnologii moderne au întrerupt lanţul ecologic natural, determinînd necesitatea de reciclare a resurselor. Poluarea este frecvent rezultatul unor modificiări rapide ale tehnologiilor industriale, care s-au dezvoltat fără a avea în vedere efectele secundare asupra mediului sau concentrarea populaţiei în anumite zone. Se constată în unele sectoare chiar o tendinţă puternică de a exporta procese de producţie poluante în medii mai puţin expuse şi se prevede că nu numai tehnologiile, dar industrii întregi vor fi transferate din ţările dezvoltate înspre cele în curs de dezvoltare.

Există şase căi de transfer de tehnologie :

— investiţii particulare în alte ţări
— sistemul ,,monitoring"
— contracte ,,la cheie"
— livrări de utilaje, ,,know-how" şi specialişti,
— consultarea unor experţi individuali şi
— contracte de licenţă.

Investiţiile particulare ridică trei probleme :

1) Tehnologia adusă prin investiţiile străine este deseori necorespunzătoare ţărilor în curs de dezvoltare, unde raportul dintre capital+munca de diverse calificări şi munca necalificată este mult mai mic decît în ţările industrializate.

2) Tehnologiile transferate de aceşti străini folosesc de multe ori semifabricate importate din ţările industrializate, ceea ce ridică mult costul acestui transfer.

3) În unele cazuri, aceste investiţii permit străinilor un control cvasimonopolist (sau chiar politic) în industria naţională şi pot chiar frîna dezvoltarea tehnologiilor autohtone rivale. Aceste firme preferă frecvent tehnicienii străini celor localnici, astfel încît efectul de însuşire a tehnologiei este infim.

,,Monitoring" este un sistem de transfer tehnologic prin care un client (de obicei o agenţie publică) împuterniceşte pe contractant (de obicei o firmă de ,,engineering") să proiecteze un produs şi să construiască şi să utileze întreprinderea respectivă. Contractul răspunde de proiectarea produsului, stabilirea procesului de fabricaţie, alegerea utilajului, construcţia şi utilarea halelor de lucru, selectarea, recrutarea şi pregătirea personalului. Spre deosebire de contractele ,,la cheie", contractantul îşi asumă răspunderea din punct de vedere tehnic a întregii producţii pînă cînd tehnicienii autohtoni se vor considera capabili s-o asigure. Furnizorul are monopolul livrărilor de utilaje, materii prime şi produse semifabricate, iar ţara beneficiară trebuie să respecte pentru o perioadă tehnologia aplicată de acesta.

Contractul ,,la cheie" împuterniceşte pe contractant să construiască şi să echipeze o întreprindere, livrînd-o gata de funcţionare. Avantajul unei astfel de înţelegeri constă în faptul că cel care contractează îşi asumă răspunderea pentru calitatea stabilită pentru produs şi pentru orice întîrziere în punerea în funcţiune a întreprinderii, iar dezavantajele sînt : un preţ de cost al procesului de obicei mai mare decît la transferul de tehnologie prin import de utilaje, know-how şi specialişti ; faptul că localnicii participă în prea mică măsură în diferitele faze ale realizării întreprinderii şi au o foarte limitată posibilitate de calificare, faptul că la alegerea utilajului personalul autohton participă foarte puţin sau deloc.

Livrarea de utilaj, ,,know-how" şi experţi este un mijloc de transfer de tehnologie folosit mai mult de ţările cu economie planificată. Contractele sînt în general încheiate între două întreprinderi de stat, în cadrul unui acord de cooperare tehnico-economică între cele două ţări. Se acordă de obicei o lungă perioadă de credit şi o mică dobîndă. Contractantul nu-şi asumă nici o răspundere în ceea ce priveşte funcţionarea utilajului după perioada de garanţie şi nici pentru întîrzierea realizării proiectului.

Condiţiile preliminare care asigură succesul unui astfel de transfer de tehnologie sînt :

— asigurarea unui nucleu de organizaţie naţională pentru consultarea tehnică, iar dacă nu există, asigurarea acestei asistenţe tehnice prin înţelegeri multilaterale ; consultanţii trebuie să participe la evaluarea periodică a tehnologiei ;
— realizarea unei urmăriri regulate a rezultatelor precum şi a unor rapide luări de decizii ;
— stipularea în contracte a unor consultaţii cît mai frecvente.

Acest tip de transfer este deosebit de adecvat pentru exploatarea resurselor naturale şi pentru dezvoltarea sectoarelor din industria grea, între care şi construcţia de maşini.

Consultarea unor experţi individuali trebuie să fie făcută raţional. Ţara în curs de dezvoltare trebuie să-şi folosească la maximum potenţialul său tehnico-ştiinţific şi să apeleze la experţi străini numai în cazurile cînd este neapărat nevoie. Dezvoltarea tehnologiei proprii este de multe ori mai economicoasă decît consultarea experţilor din alte ţări. Serviciile aduse de aceştia sînt în multe cazuri insuficiente în industria grea şi în alte sectoare care aplică tehnologii avansate dacă ţara beneficiară nu dispune ea însăşi de un substanţial un potenţial tehnico-ştiinţific.

Contractele de licenţă se încheie pentru brevete şi mărci de fabrică. În multe cazuri este mai avantajos pentru o ţară în curs de dezoltare să cumpere un ,,know-how" brevetat. decît să efectueze singură diferite cercetări pentru care nu are timp sau fonduri. Acesta este cazul în special la utilaj petrolier şi în electronică. Preţul licenţelor exportate este de obicei foarte mare, deşi uneori nu se referă decît la forma produsului. Cumpărarea mărcilor de fabrică implicînd importul unor semifabricate poate fi dezavantajoasă pentru ţara beneficiară. Nedocumentat, cumpărătorul poate accepta uneori condiţii grele. La tehnologii mai simple, mirajul mărcii străine poate frîna cercetarea şi dezvoltarea autohtonă. Ba mai mult, el poate încuraja şi alte întreprinderi naţionale să cumpere mărci străine sonore sau poate duce la unele încercări de a scoate ilegal valută din ţară.

Poliamidele

Poliamidele sînt nişte mase termoplastice cu o largă aplicabilitate în construcţia de maşini modernă. Ele se topesc la căldură. Structura lor ,,parţial cristalină" le conferă o rezistenţă relativ mare, atît la întindere şi încovoiere, cît şi la rupere. Larga folosire a acestui material în construcţia de maşini

---

.*. *Industrial Development Survey* (ONU. New York 1974) special elaborată de ONU pentru cea de-a doua conferinţă generală programată între 12 şi 26 martie 1975 la Lima (Peru). Biblioteca ONU Bucureşti, cota ID/conf. 3/2 ; ID/134 se bazează pe indicele său de amortizare mult superior celui al metalelor, iar între 40 şi 120°C întrece şi pe cel al celorlalte mase plastice. Masele termoplastice, între care şi răşinile poliamidice, au temperaturi de topire şi plastifiere foarte joase şi în consecinţă pot fi uşor prelucrate în tot felul de piese cu forme complicate. Prin procedeul turnării sub presiune se pot confecţiona piese cu o precizie atît de mare încît în general nu mai este nevoie de nici o rectificare. Rezistenţa la coroziune elimină şi necesitatea oricărui tratament superficial. Sînt multe posibilităţi de a confecţiona piese din poliamide la prese de extrudat : aplicarea izolaţiei pe cabluri, fabricarea de folii, profiluri şi benzi, corpuri concave prin suflare, piese turnate centrifug, clanţe şi volane în construcţia de autovehicule şi maşini. Produse în masă, aceste piese sînt mai ieftine ca cele metalice. Ele sînt elastice, rezistente la abraziune, posedă foarte bune proprietăţi de alunecare şi pot fi supuse la diferite preucrări prin aşchiere.

Pfister, W : *Einsatz und Bearbeitung von Polyamiden im Maschinenbau* In : Dim-Der Industriemeister (R.F.G), oktober, 10/74, p. 226

Termoplaste cu fluor

Sub denumirea comercială de ,,Dyflor 2000'", societatea Dynamit Nobel'' comercializează în prezent un polivinil cu fluor, cu greutate moleculară mare, parţial cristalină. Acest termoplast se caracterizează printr-o mare elasticitate, rezistenţă la abraziune, la multe substanţe chimice, insensibilitate la căderi de tensiune , bune proprietăţi electrice şi neinflamabilitate. ,,Dyflor 2000'' este elastic şi, din punct de vedere al durităţii mecanice, corespunde poliamidei-6 ; este însă mai rezistent la deformare la cald. Domeniul său de aplicabilitate : aparate chimice, construcţia de maşini generale, acoperirea cablurilor şi sîrmelor şi industria electronică.

Pentru corpuri concave şi tuburi, societatea ,,Alhed Chemical Corp''. din Morristown produce materialul denumit ,,Halar 5002", un copolimer din etilenă şi monoclortrifluoretilenă sub formă de pulbere. Piesele din acest material sînt rezistente la un mare număr de substanţe chimice, nu se cunoaşte încă nici un solvent care să-l dizolve pînă la 120°C şi sînt ignifuge şi foarte rezistente la şoc.

Polimerii cu fluor au multiple aplicaţii ca adaosuri la alte mase plastice, cărora le măresc proprietatea de alunecare a suprafeţelor şi rezistenţa la frecare. În acest scop societatea americană ,,LNP Corp''. a modificat poliamidele poliacetal 6,6 şi 6,10, precum şi polifenilensulfitul cu politetrafluoretilena şi cu silicaţi. Prin aceasta coeficientul de abraziune s-a redus cu 30—50%. Materiale de acest fel a realizat şi firma ,,Du Pont''.

Fluorhaltige Thermoplaste. In : VDI–Z (R.F.G), nr. 15, oktober 1974, p. 1206.

Logistica industrială

Importat din Statele Unite la începutul deceniului nostru, conceptul de logistică întruneşte activităţile care au ca obiect livrarea unei cantităţi de produse la locul unde şi în momentul cînd există o cerere şi anume : ambalare, magazinaj, manipulare şi transport. Noţiunea este complet nouă, întrucît aceste activităţi au fost pînă în prezent considerate în mod independent una de alta. Nu este vorba numai de o terminologie nouă : funcţia logistică are importante posibilităţi de a mări beneficiile cu un minim de investiţii.

Logistica industrială ne oferă soluţia unor probleme care există de la începuturile industrializării. Ea nu se limitează la raţionalizarea fiecărui sector în parte, ci implică ştergerea frontierelor dintre ele. Înlăturînd aceste hotare, adesea complet artificiale, ea tratează prin metode ştiinţifice toţi parametrii pe care îi consideră ca făcînd parte dintr-o singură mulţime.

Logisticianul se ocupă în primul rînd de transport (aducerea materiilor prime, transferul interuzinal, expedierea produsului finit). În funcţie de greutatea şi natura mărfurilor, el decide asupra modului de transport. El fixează limita de la care se face apel la expeditori din afară sau trebuie realizat un parc propriu de mijloace de transport. Această limită variază în timp : ea depinde de preţul carburantului, de tariful firmelor de transport etc. Mai sînt şi factori interni care influenţează asupra sa : înfiinţarea unor noi depozite, creşterea volumului de mărfuri, apariţia unor beneficiari noi, diversificarea produselor etc. Ca exemplu se dă firma ,,Cégédur-Pechiney", unde în ultimii trei ani de cînd s-a creat funcţia de logistică, valoarea cheltuielilor de transport s-a menţinut la aceeaşi valoare, cu toate scumpirile tarifare intervenite în acest timp în transporturi.

Altă serie de parametri pe care logisticianul trebuie să-i includă în sistemul pe care-l elaborează sînt metodele de magazinaj şi manipulare. El trebuie să definească amplasarea depozitelor şi conţinutul lor, în funcţie de fluxul de mărfuri precum şi cantitatea exactă, pentru a nu ajunge niciodată la epuizarea totală a stocului, dar totodată pentru a nu imobiliza un stoc prea mare. În general, durata stocării trebuie să fie cît se poate de scurtă. De aceea circularea produselor se face în aşa fel, încît la ieşiri să se dea întîietate materialelor intrate mai demult. Acesta este principiul ,,first in-first out'' (primele produse intrate — primele produse ieşite).

În ceea ce priveşte magazinajul, sistemul de manipulare este funcţie de natura mărfurilor, a mijloacelor de transport şi a capacităţii depozitelor. Operaţiile trebuie defalcate : cele care se vor automatiza, cele care vor rămîne manuale. Automatizarea trebuie bine gîndită : ea este promiţătoare dar costisitoare, iar o exploatare nesatisfăcătoare a echipamentului ar putea fi de-a dreptul catastrofală. Se dă exemplul unei firme alimentare cu 14 întreprinderi şi 1200 de salariaţi, unde s-a creat o direcţie de logistică în anul 1973, obţinîndu-se pînă astăzi reducerea cheltuielilor de transport cu 9,5%, iar cheltuielile de magazinaj şi manipulare, care în anii 1971—72 au crescut cu 20%, în 1973 s-au redus cu 4%. Stocul mediu s-a micşorat la jumătate, iar coeficientul de circulaţie a crescut de la 9,15 la 12. La o altă uzină de articole de larg consum, apariţia funcţiei de logistică a permis să se realizeze 20% economii la transport, 20% la manipulare, 10% la magazinaj şi reducerea termenelor de livrare cu cinci la zece zile.

La elaborarea sistemului logistic se va lua în considerare şi natura unităţilor de încărcare şi ambalare. Alegerea tipului de condiţionare şi a materialului de ambalaj corespunzător este funcţie de caracteristicile produsului, cerinţele beneficiarului precum şi de tipul de manipulare şi transport la care va fi supus produsul. Pe de altă parte, uneori este mai economic ca unitatea de manipulare din interiorul uzinei să fie aceeaşi cu cea de transport. Tehnicile paletizării eventual automate se bazează tocmai pe această coincidere. În plus, administrarea şi circulaţia parcului de palete trebuie raţional organizate. În alte cazuri, unitatea de încărcare poate fi containerul, dar atunci se cere un echipament special de manipulare.

După natura produselor, costul logisticii variază între 20 şi 45% din preţul de cost. Contabilizate în diferite conturi, aceste cheltuieli nu apar în adevărata lor amploare. Dar sistemul logistic este generator de valoare adăugată : produsul fabricat nu are valoare negociabilă decît dacă poate fi la locul unde va fi folosit sau consumat la momentul oportun. Acest sistem este absolut necesar şi pentru creşterea competitivităţii întreprinderii. La firma ,,Oral'', beneficiul realizat prin logistică reprezintă 1% din cifra de afaceri.

În construcţia de autovehicule este greu de evaluat economia totală realizată la produsul finit, dar pe planul pieselor componente, la societatea ,,Peugeot'' acest beneficiu reprezintă 5 — 30% din preţul de cost pe fiecare piesă în parte.

În Europa iniţiativa americană s-a transmis la începutul deceniului nostru prin cartea lui F. Kolb : ,,Logistica, aprovizionarea, producţia, distribuţia''. După ce această carte a fost tradusă în limba franceză, vreo sută de mari societăţi franceze au înfiinţat direcţii de logistică. Dintre acestea, jumătate sînt clasificate între primele 500 de societăţi franceze şi cîteva zeci între primele 500 de firme pe plan mondial.

Întreprinderile mijlocii, care nu pot înfiinţa o unitate proprie de logistică integrată, pot apela la subfurnizori, care prestează serviciile necesare în toate fazele, de la producţie pînă la distribuţie.

În ansamblu, înfiinţarea sistemului logistic permite întreprinderilor să realizeze o economie de 10—20% din cheltuielile de transport, de ambalaj, de manipulare şi magazinaj. În prezent producţia este raţionalizată pînă la maximum, tehnicile financiare sînt elaborate pînă la cele mai mici detalii, aparatul comercial este supradezvoltat. În această situaţie, logistica este singurul potenţial la care mai pot spera întreprinderile pentru a-şi mări competitivitatea cu investiţii minime.

Goupil, A. : *Logistique industrielle : faire suivre l'intendance.* In : L'Usine nouvelle (Franţa), nr. 29, 36 septembre 1974, p. 61—63

CONDIŢII DE PREZENTARE A MANUSCRISELOR PENTRU REVISTA „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI”

1. *Textul* unui articol împreună cu desenele să nu depăşească 15 pag. convenţionale (de 2000 semne la 2 rînduri).

2. Articolul trebuie însoţit de un *rezumat de autor* de 1 000 de semne, pe o filă separată.

3. *Dactilografierea* se execută la 2 rînduri în pagini de numai 2 000 de semne, pe hîrtie albă, pe o singură faţă a filei.

Pagina va avea o margine albă de 3 cm lăţime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice şi literele conform STAS suficient de mari şi cu tuş.

4. *Desenele* se execută în tuş pe calc, la dimensiunile între formatele A^6 şi A^4. Dacă sînt figuri-foto, acestea trebuie să fie foarte clare şi cu efectele de contrast foarte pronunţate.

5. *Toate figurile şi tabelele* care însoţesc articolul trebuie menţionat în text. Figurile trebuie să aibă titluri şi legende şi să fie însoţite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul şi legenda ; legătura se face prin numărul lor conform borderoului. Aceste figuri se prezintă separat într-un plic adecvat.

6. *Tabelele* trebuie dactilografiate pe pagini separate de text (în text li se va indica doar locul ca şi pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

7. *Bibliografia* trebuie prezentată conform STAS nr. 6 158—60 şi anume :

Cărţi : numele autorului, iniţiala prenumelui autorului, titlul cărţii (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în limba română), numărul ediţiei în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima şi ultima pagină a fragmentului.

Periodice : numele autorului, iniţiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în limba română), titlul periodicului precedat de cuvînt „In”, numărul volumului sau anul de apariţie (în cifre arabe), numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima şi ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum se citează doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în limba română, titlul se scrie în traducere dar cu menţiunea că lucrarea a fost tradusă şi din ce limbă.

Bibliografia trebuie dactilografiată tot pe pagină separată de text.

Autorii trebuie să ştie că în tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secţii diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

8. *Predarea la redacţie a manucrisului dactilografiat* se face în două exemplare, din care un original şi o copie.

Originalul este însoţit de desenele în tuş pe calc şi fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoţit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de-al doilea rînd de fotografii cînd este cazul.

9. *Autorul trebuie să garanteze conţinutul ştiinţific al articolului,* iar textul prezentat redacţiei să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale şi tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

10. *Conform regulilor editoriale* manuscrisele şi figurile — publicate sau nu—nu se mai restituie autorului.

11. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacţie revistei „Construcţia de Maşini”, la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARA PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI GRELE

Redacţia revistei „Construcţia de Maşini” Calea Victoriei nr. 133, sector 1, Bucureşti

12. Orice *informaţie* şi *referinţe* se pot obţine la telefoanele : 50.31.30 (direct) şi 50.40.90 sau 50.50.25-int. 253 sau 274.
Redactori : Rodica Moldoveanu şi Şerban Teodorescu

ROMANIAN INTERNATIONAL ADVERTISING COMPANY

PUBLICOM

In the Romanian Market there is a powerful competition between foreign firms wishing to sell their goods.

DO YOU WISH TO SELL IN ROMANIA?

Then in the first place, INFORM the people that make the very proposals for the import plans THE END–USERS of the import products!

HOW? WHEN? BY WHICH MEANS? IN WHICH FORMS?

PUBLICOM

Romanian International Advertising Agency • Bucharest • 22, N. Bălcescu Blvd. • Cables: PUBLICOM, Telex 374, Telephon: 139883

is an agency specialized in the problems of the Romanian market, which by examining your offer can recommend you and execute for you the most efficient advertising under the specific conditions in the Romanian market.

- staging of specialized and branch exhibition followed or not by technical demonstration.
- organization of technical lectures with or without display of samples, film shows and projection of slides, studies of offers and selection of end-users, invitation to conference and lectures.
- interpreters and demonstrations.
- printing of catalogues, prospectuses, folders, leaflets posters, offers and invitations etc.
- translation and duplication of texts
- publicity in Romanian dailies and periodicals the specialized press included.
- publicity over the radio and television services and through the cinema.
- business cocktail parties
- photo publicity services
- billposting and boardposting in the streets, stadiums, sports halls, airports and public vehicles, in health and holiday resorts.
- illuminated signs

PUBLICOM — your publicity counsellor in the Romanian market.

Sepic

7 — 12 aprilie 1975 ● *Palais de la Défense* ● **PARIS**/*Puteaux (Franța)*

mécanélem 75

Salonul internațional pentru transmisii hidraulice pneumatice, mecanice, precum și piese și subansambluri pentru industria construcțiilor de mașini și utilaje

Pentru orice date și informații suplimentare trimiteți cuponul de mai jos:

Destinataire:/SEPIC/MECANELEM—10, Rue du Colisée—75 008 PARIS

M. : ______

Société: ______

Adresse: ______

Souhaite recevoir des informations sur „MECANELEM 75"

12—17 mai 1975/● *Palais de la Défense* ● **PARIS**/*Puteaux (Franța)*

sits

Cel de-al V-lea Salon internațional pentru

TRATAMENTE ŞI PRELUCRARI DE FINISARE A SUPRAFEŢELOR

La aceleași date: „EUROFOUR", Salon internațional pentru cuptoare și utilaje termice industriale

Pentru orice date și informații suplimentare trimiteți cuponul de mai jos:

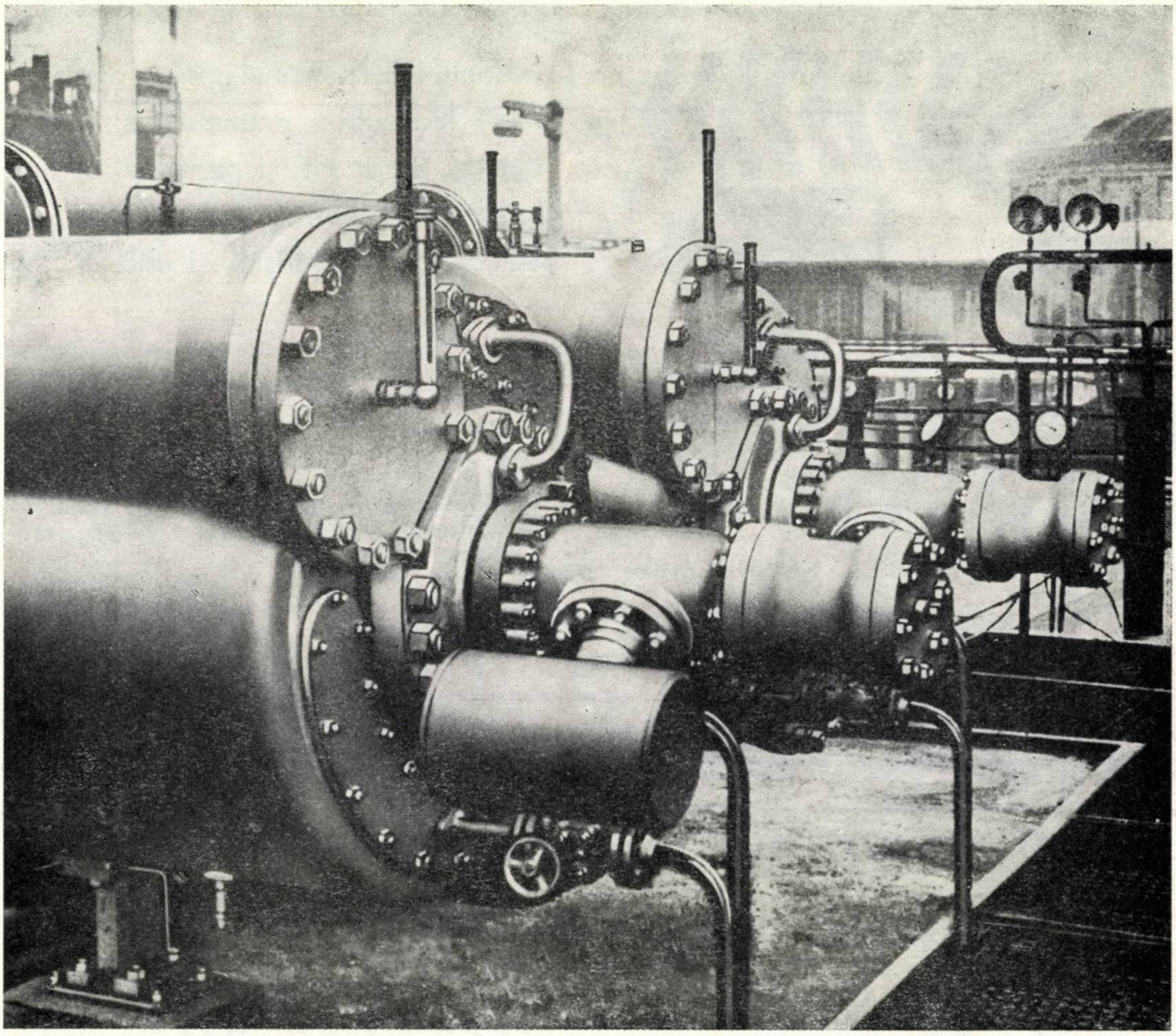
Destinataire: /SEPIC/S.I.T.S. *—10, Rue du Colisée —75 008* PARIS

M .: ______

Société: ______

Adresse: ______

Souhaite recevoir des informations sur „S.I.T.S."



VEB MASCHINENBAU HALBERSTADT

EIN BETRIEB IM KOMBINAT
FÜR DIESELMOTOREN
UND INDUSTRIEANLAGEN
SCHWERMASCHINENBAU »KARL LIEBKNECHT«
MAGDEBURG

EXPORTEUR:
TechnoCommerz GmbH
DDR – 108 BERLIN,
JOHANNES-DIECKMANN-STRASSE 4–6
DEUTSCHE DEMOKRATISCHE REPUBLIK

COMPRESOARE MH
CONSTRUITE
CONFORM
CERINŢELOR
ECONOMICE

Aici se folosesc 3 compresoare de tipul 1 HB 4 K 400, din seria de fabricaţie HB-K-400 de compresoare standardizate MH, pentru comprimarea gazelor de fisiune într-o instalaţie de cracare a ţiţeiului în sistemul de construcţie în aer liber.

Proiectăm şi livrăm compresoare în sistem constructiv închis, în domeniul între 2000–100 000 m³/h la presiuni pînă la 400 kgf/cm².

Vă rugăm să cereţi informaţii speciale.

Agenţia economică de pe lîngă Ambasada Republicii Democrate Germane din Republica Socialistă România, TKB Technocommerz, Bucureşti – Drumul Taberei, str. Compozitorilor 30, Scara 1

PUBLICOM

Noul laminor tandem la rece, cu şase montanţi, al societăţii Rasselstein are o viteză de 2400 metri/minut...

...şi cu rulmenţi Timken pe valţurile de lucru.

Societatea Rasselstein AG a sporit capacitatea de producţie la Andernach, în Germania, prin instalarea primului laminor tandem la rece, cu şase montanţi, din Europa. Această nouă uzină constituie cel mai complet automatizat laminor la rece din lume.

Laminorul a intrat în funcţiune la începutul anului 1972, producînd tablă de oţel subţire şi tablă de cositor. Capacitatea maximă de debobinare este de 46 tone. Viteza maximă de 2400 metri pe minut face din această instalaţie una din cele mai rapide laminoare din lume.

Pentru echiparea valţurilor de lucru, cu un diametru de 615 mm, ai agregatului, Societatea Rasselstein a specificat rulmenţi cu patru rînduri de role conice şi cu alezaj cilindric. Rulmenţii Timken au fost aleşi fiindcă experientă a arătat că ei dau cea mai bună performanţă de durată infinită.

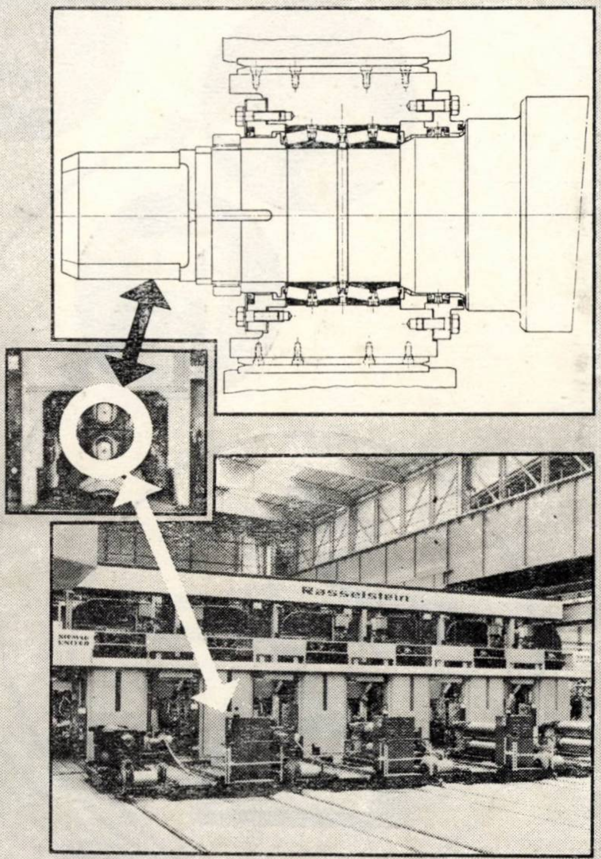
« Datorită calităţii lor superioare, rulmenţii Timken, sînt ideali pentru laminare de mare viteză.»

Societatea Timken invită constructori şi utilizatori de laminoare să intre în legătură cu birourile sale pentru a obţine îndrumări competente cu privire la laminoare de *orice* configuraţie.

Oferim 75 de ani de experienţă în materie de rulmenţi cu role conice, precum şi selecţia cea mai completă din lume de rulmenţi cu role conice de înaltă calitate. Ne va face plăcere să primim cereri de informaţii dela dumneavoastră.

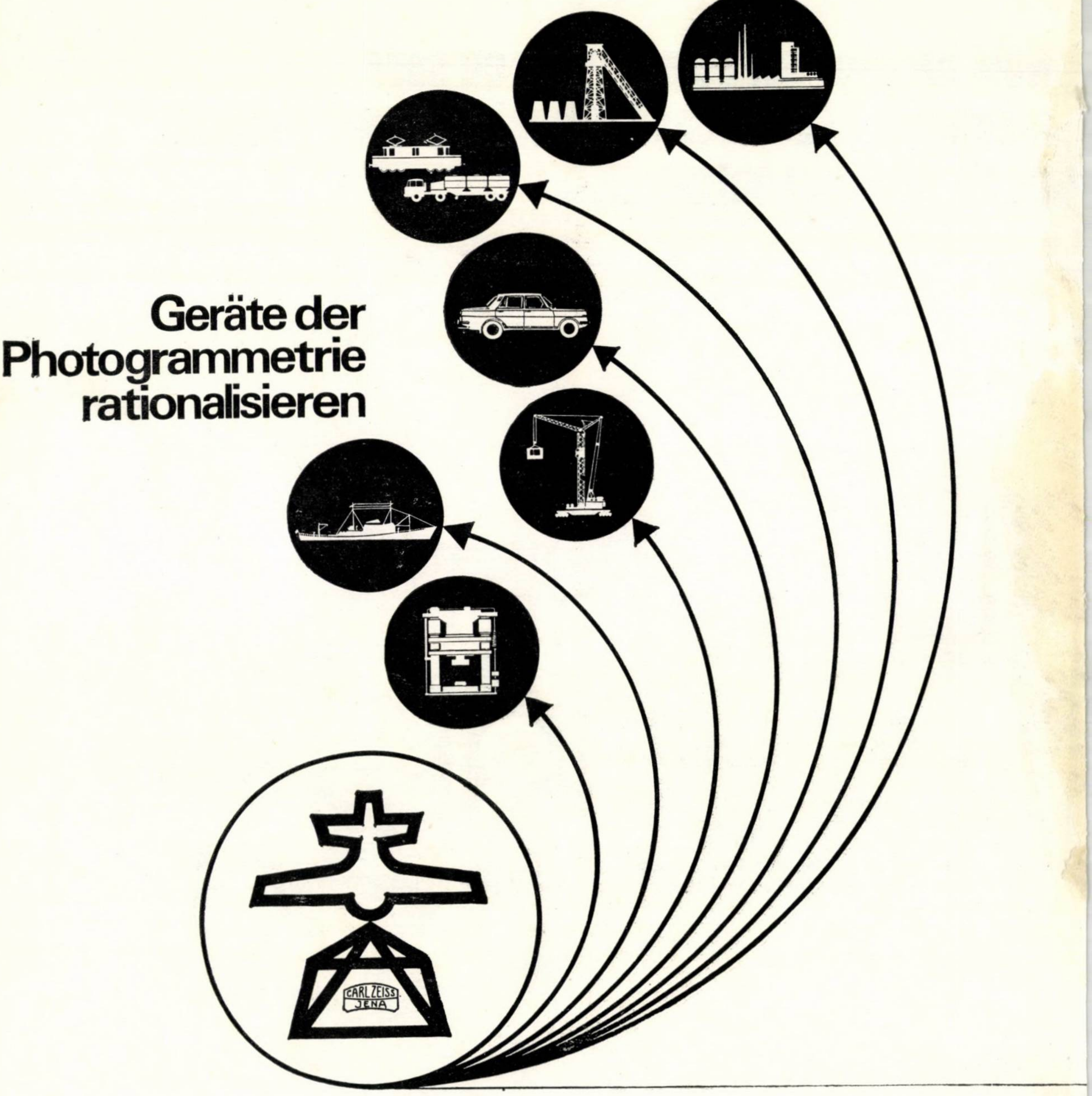
Pentru amănunte suplimentare, inclusiv o analiză a aplicaţiilor dumneavoastră ale rulmenţilor pentru laminoare — scrieţi la « Service des Etudes-Application », la adresa mai jos.

Timken France — sucursala societăţii The Timken Company, B.P. 191, 68003 — Colmar, France.



Rulmenţii Timken se vînd în 133 de ţări. Se fabrică în Franţa, Africa de Sud, Australia, Brazilia, Canada, Marea Britanie şi U.S.A.

TIMKEN®
MARCA DEPUSĂ
RULMENTI CU ROLE CONICE



Raționalizarea aparatelor de fotogrammetrie

Pentru măsurarea fără contact a obiectelor complicate, inaccesibile, schimbătoare, precum și pentru determinări de traiectorii, livrăm sistemul de aparate ,,Fotogrammetrie în industrie .

Acest sistem îndeplinește toate exigențele din industrie și cercetare.

Aparate de fotografiere : Fototeodolitul 19/1318, Camera de măsurare universală 10/1318, Camera de măsurare stereo 5,5/0808 40, Camera de măsurare stereo 5,5/0808/120.

Aparate de control : Stereoscop cu oglinzi, Interpretoscop II.

Aparate de exploatare : Stereocomparator 1818, Stereocomparator de precizie Stecometer, aparat de restituție stereo Technocart, aparat de restituție de precizie Stereoautograf, aparat de înregistrare a coordonatelor Coordimeter, Coordinatograf de precizie 900 × × 1200, Coordinatograf de precizie automat Cartimat.

Rezultatul măsurării sub formă grafică sau numerică.

VEB Carl Zeiss JENA · DDR

Republica Democrată Germană

FUBLICOM

ABONAȚI-VĂ
la revista
CONSTRUCȚIA
DE MAȘINI

un produs de circulație mondială

---

pentru orice motor
pentru orice mașină
pentru orice uzină

Fabrica de

RULMENȚI BÎRLAD

VĂ STĂ LA DISPOZIȚIE CU O GAMĂ VARIATĂ DE RULMENȚI:

Rulmenți cu bile, cu simplu și dublu efect
Rulmenți cu role cilindrice
Rulmenți radiali — oscilanți cu role butoi pe două rînduri
Rulmenți de construcție specială ca:
- rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și marfă
- rulmenți pentru utilaj petrolier
- rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

1975 MAJ 14

E 3279

R

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

4

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ● BUCUREȘTI ● ANUL XXVII ● nr. 4 ● APRILIE 1975

MICMG. DGTI

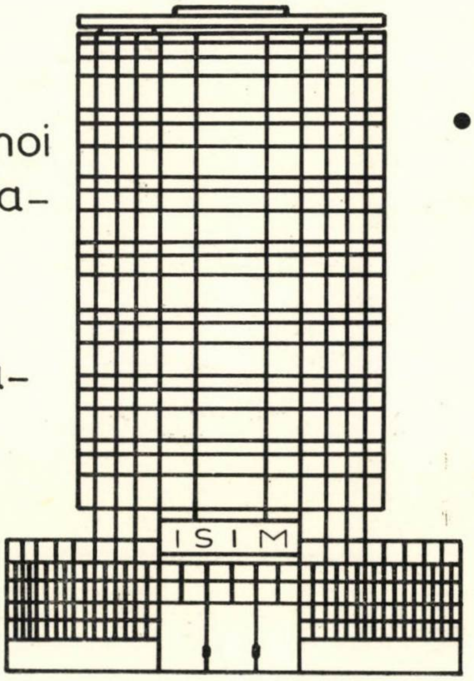
ISIM

INSTITUTUL DE SUDURĂ ȘI
INCERCĂRI DE MATERIALE

□□□ TIMIȘOARA □□□□□□□□□□□□□□□□□□□□□□□□□□□□□

EFECTUEAZĂ PE BAZĂ DE CONTRACTE
STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND:

- tăierea și sudarea cu plasmă
- elaborarea de noi materiale de sudare
- încercările mecanice și controlul nedistructiv al materialelor și structurilor sudate



- tehnologii de sudare, metalizare și încărcare a metalelor
- proiectarea și realizarea de prototipuri pentru:
  - echipamente universale și specializate pentru sudare și tăiere
  - dispozitive pentru sudare
  - aparate și dispozitive pentru control

EFECTUEAZĂ:
- omologări
- elaborări și avizări de acte normative
- consulting și expertize
- analize electroextensometrice

ACORDĂ:
- asistență tehnică privind execuția și punerea în funcțiune a instalațiilor de sudare și control

ORGANIZEAZĂ:
- cursuri de calificare și specializare.

ISIM Timișoara • Bv. Mihai Viteazu 30 • ☎ 961.15470

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI GRELE
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI GRELE
ANUL XXVII, Nr. 4, APRILIE 1975

25 ani

Sesiune jubiliară

la un sfert de veac de apariție a revistei

CUPRINS

MIJLOACE DE TRANSPORT RUTIER

Comunicări prezentate la sesiunea jubiliară cu ocazia împlinirii a 25 de ani de apariție a revistei

MITRACHE, M., MILATA, M. **Mijloace de încercare realizate prin autodotare pentru piesele și subansamblurile de autoturism** 138
GAIGINSCHI, R., COJOCARU, C. **Stand automatizat pentru încărcarea motoarelor cu ardere internă** 143
STOICESCU, A. P. **Asupra criteriilor de apreciere a maniabilității automobilului** 146
ERLICZ I., NAGY, T., BEJAN, C. **Studiul fiabilității sistemului de direcție al autocamioanelor** 150
NAGY, T., ABĂITANCEI, D. RADU, GH., MARCOVICI, M., LUTZA, L. WITKOVSKA, A. **Particularitățile bilanțului energetic la un motor cu supraalimentare înaltă** 153
ABĂITANCEI, D. **Contribuții privind echilibrarea motorului cu patru cilindri în V la** 60° 156
STANCIU, I. **Contribuții la realizarea unui inversor cu cuplare sub sarcină pentru tractoarele industriale** 160
MITRACHE, M. **Frecvențele proprii și forma oscilațiilor de torsiune în transmisia unui autovehicul cu tracțiune „totul față" sau „totul spate"** 162
HOFFMANN, V., UNTARU, M. ȘERBĂNOIU, N. **Probleme de încălzire la autobuze** 167
LIVEZEANU, G. **Noi criterii de tarare ale ansamblului motor-carburator** 170
BOBESCU, GH., NAGY, T., JEKEL, P., NANDREA, O. **Asupra posibilităților de forțare a motorului cu antecameră supraalimentat** 174

REALIZĂRI ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI DIN ROMANIA

STANCIU, D., LAZĂR, I. **Călirea prin inducție a fusurilor arborilor cotiți** 177
ȚÂRU, E. TEODORESCU, M. ROTARU, G. **Cercetări privind influența microstructurii oțelului OLC 45 asupra momentului și forței la danturarea cu freza-melc modul** 181
COMAN, GH., BADEA, V. NĂSTASE, D. **Rectificarea fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe** 183

MATERIALE DOCUMENTARE

* * * **Prelucrarea automată a datelor (VI). Algebra Boole și circuitele logice** 185

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor rubrică : RODICA MOLDOVEANU

SUMAR

CZ: 629.114.6–2.001.4

Mitrache, M., Milata, M. : **Mijloace de încercare realizate prin autodotare pentru piesele şi subansamblurile de autoturism**

Construcţia de maşini, 27 (1775), nr. 4, p. 138

CZ: 621.43.001.4 ;621–52

Gaiginschi, R., Cojocaru, C. : **Stand automatizat pentru încercarea motoarelor cu ardere internă**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 4, p. 143

CZ ; 629.113.07

Stoicescu, A. P. : **Asupra criteriilor de apreciere a maniabilităţii automobilului**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 4, p. 146

CZ ; 629.114.4 ;620.16

Erlicz, I., Nagy, T., Bejan, C. : **Studiul fiabilităţii sistemului de direcţie al autocamioanelor**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 4, p. 150

CZ ; 621.43.018.3

Nagy, T., Abăitancei, D., Radu, Gh., Marcovici, M., Lutza, L., Witkovska, A. : **Particularităţile bilanţului energetic la un motor cu supraalimentare înaltă**

Constucţia de maşini, 27 (1975), nr. 4, p. 153

CZ ; 621.432

Abăitancei, D. ; **Contribuţii privind echilibrarea motorului cu patru cilindri în V la 60°**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 4, p. 156

CZ ; 629.114.2–578

Stanciu, I. : **Contribuţii la realizarea unei inversor cu cuplare sub sarcină pentru tractoarele industriale**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 4, p. 160

CZ ; 629.113.001.5

Mitrache, M. : **Frecvenţele proprii şi forma oscilaţiilor de torsiune în transmisia unui autovehicul cu tracţiune ,,totul faţă" sau ,,totul spate".**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 4, p. 162

CZ ; 629.114.5.001.5 ;621.431.73.001.5

Hoffmann, V., Untaru, M., Şerbănoiu, V. : **Probleme de încălzire la autobuze**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, p. 167

CZ ; 621.431.73.033/.035.001.5

Livezeanu, G. ; **Noi criterii de tratare ale ansamblului motor-carburator**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, p. 170

CZ ; 621.436.3.001.5

Bobescu, Gh., Nagy, T., Jekel, P., Nandrea, O. : **Asupra posibilităţii de forţare a motorului cu antecameră supralimentat**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 4, p. 174

CZ ; 621.824.3 ; 621.785.545

Stanciu, D., Lazăr, I. : **Călirea prin inducţie a fusurilor arborilor cotiţi**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, p. 177

CZ ; 621.914.3.6 ; 621.833.01 ;669.14.018.298

Ţâru, E., Teodorescu, M., Rotaru, G. : **Cercetări privind influenţa microstructurii oţelului OLC 45 asupra momentului şi forţei la danturare cu freza-melc modul**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 4, p. 181

CZ ; 621.923

Coman, Gh., Badea, V., Năstase, D. : **Rectificarea fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, p. 109 183

CZ ; 681.325 ;51

* * *: **Prelucrarea automată a datelor (VI). Algebra Boole şi circuitele logice**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 4, p. 185

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele din Republica Socialistă România. Redacţia la: Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini grele, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30. ; sau 50.40.90 şi 50.50.25/interior 253. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, Sector 5, pentru revista ,,Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8.
Tiparul: Întreprinderea poligrafică ,,Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 91.

Taxele poştale plătite în numerar pentru anul 1974, conform aprobării D. G. P. Tc nr. 137/6332/1974.

41.042

CONTENTS

DC ; 629.114.6. – 001.4
Mitrache, M, Milata, M. : **Test devices achieved through self-endowment for car parts and subassemblies**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, p. 138

DC ; 621.43.001.4 ;621 – 52
Gaiginschi, R., Cojocaru, C. : **Automated stand for testing internalhcombustion engines**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, p. 143

DC ; 629.113.07
Stoicescu, A.P. : **On evaluating criteria of autovehicle manoeuvrability**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, p. 146

DC ; 629.114.4 ;620.16
Erlicz, I., Nagy, T., Bejan, C. : **Reliability study of truck direction systems**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, p. 150

DC ; 621.43.018.3.
Nagy, T., Abăitancei, D., Radu, Gh., Marcovici, M. Lutza, L., Witkovska, A. : **The particularities of energy balance on a high surcharge engine**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, p. 153

DC ; 621, 432.
Abăitancei, D. : **Contributions regarding the balancing of the four — cylinder vee-engine at 60°**
Construcţia de maşimi 27 (1975), nr. 4, p. 156

DC ; 629.114.2 – 578
Stanciu, I. : **Contributions to the achievement of an inverter with coupling under charge for industrial tractors**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 4, p. 160

DC ;629.113.001.5
Mitrache, M. : **Owm frequences and torsion oscillations in traction vehicle drive ,,all front'' or ,,all behind''.**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, p. 162

DC ; 629.114.5.001.5 ; 621.431.73.001.5.
Hoffmann, V., Untaru, M., Şerbănoiu, V. : **Bus heating problems**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, p. 167

DC ; 621.431.73.033/035.001.5
Livezeanu, G. : **New calibrating criteria for the engine-carburettor set**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, p. 170

DC ; 621.436.3.001.5.
Bobescu, Gh., Nagy, T., Jekel, P., Nandrea, O.: **On the forcing possibilities of the surcharged engine with antechamber**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, p. 174

DC ; 621,824.3. ;621.785,545.
Stanciu, D., Lazăr, I. : **Induction hardening of crankshaft journals**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, p. 177

DC ; 621.914.3.6. ; 621.833.01. ; 669.14.018.298.
Ţâru, E., Teodorescu, M., Rotaru, G. : **Researches concerning the influence of OLC 45 steel microstructure on the moment and force in tooth construction with milling gear cutter**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, p. 181

DC ; 621.923
Coman, Gh., Badea, V., Năstase, D., : **Centreless grinding with blanks based on dead abutments**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, p. 183

DC ; 681.325.51
* * * : **Automatic data processing (VI). Boolean algebra and logical circuits**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, p. 185

SOMMAIRE

CD ; 629.114.6 – 2.001.4
Mitrache, M., Milata, M. : **Bancs d'expérimentation realisés par des moyens propres, pour les essais des pièces et des éléments de construction des voitures**
Construcţia de maşini 27 (1975), no. 4, p. 138

CD ; 621.43.001.4. ; 621 – 52
Gaiginschi, R., Cojocaru, C. : **Stand automatique pour l'essai des moteurs à combustion interne**
Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 4, p. 143

CD ; 629.113.07
Stoicescu, A. P. : **Des critères d'appréciation de la maniabilité des voitures**
Construcţia de maşini 27 (1975), no. 4, p. 146

CD ; 629.114.4 ; 620.16
Erlicz, I., Nagy, T., Bejan, C. : **Étude de la fiabilité du système de direction des auto-camions**
Construcţia de maşini 27 (1975), no. 4, p. 150

CD ; 621.43.018.3
Nagy, T., Abăitancei, D., Radu, Gh., Marcovici, M., Lutza, L. Witkovska, A. : **Particularités du bilan énergétique d'un moteur à grande suralimentation**
Construcţia de maşini 27 (1975), no. 4, p. 153

CD ; 621.432
Abăitancei, D. : **Contributions à l'étude de l'équilibrage du moteur de quatre cylindres en V a 60°**
Construcţia de maşini 27 (1975), no. 4, p. 156

CD ; 629.114.2 – 578
Stanciu, I. : **Contributions à la réalisation d'un inverseur à enclenchement sous charge pour les tracteurs industriels**
Construcţia de maşini 27 (1975), no. 4, p. 160

CD ; 629.113.001.5.
Mitrache, M. : **Fréquences propres et forme des oscillations de vrillage dans la transmission d'un véhicule à traction ,,avant'' ou ,,arrière''.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 4, p. 162

CD ; 629.114.5.001.5 ; 621.431.73.001.5
Hoffmann, V., Untaru, M., Şerbănoiu, V. : **Problèmes de chauffage des autobus**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 4, p. 167

CD ; 621.431.73.033/.035.001·5
Livezeanu, G. : **Nouveaux critères de tarage des ensembles moteur-carburateur**
Construcţia de maşini 27 (1975), no. 4, p. 170

CD ; 621.436.001.5
Bobescu, Gh., Nagy, T., Jekel, P., Nandrea, O. : **De la possibilité de forcer le moteur à antichambre, suralimenté.**
Construcţia de maşini 27 (1975), no. 4, p. 174

CD ; 621.824.3. ; 621.785,554
Stanciu, D., Lazăr, I. : **Trempe par induction des chevilles des essieux coudés**
Construcţia de maşini 27 (1975), no. 4, p. 177

CD ; 621.914.3.6. ;621.833.01 ;669.14.018.298
Ţâru, E., Teodorescu, M., Rotaru, G. : **Recherches sur l'influence de la microstructure de l'acier OLC 45 sur le moment et la force d'entaillage avec la fraise-vis-mère hélicoïdale**
Construcţia de maşini 27 (1975), no. 4, p. 181

CD ; 621.923
Coman, Gh., Badea, V., Năstase, D. : **Rectification sans centres en se basant sur les demi-produits aux supports fixes**
Construcţia de maşini 27 (1975), no. 4, p. 183

CD ; 681.325 ;51
* * * : **Dépouillement automatique des donneés (VI). L'algèbre Boole et les circuits logiques**
Construcţia de maşini 27 (1975), no. 4, p. 185

INHALTSVERZEICHNIS

DK ; 629.114.6−001.4
Mitrache, M., Milata, M. : **Durch Selbstausstattung ausgeführtes Prüfmittel für PKW-Teile und-Einheiten**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, S 138

DK ; 621.43.001.4 ;621−52
Gaiginschi, R., Cojocaru, C. : **Automatisierter Prüfstand für Verbrennungsmotoren**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, S 143

DK ; 629.113.07
Stoicescu, A.P. : **Über Beurteilungskriterien der KW-Lenkbarkeit**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, S 146

DK ; 629.114.4 ;620.16
Erlicz, I., Nagy, T., Bejan, C. : **Zuverlässigkeitsstudium LKW-Richtungssystems**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, S 150

DK ; 621.43.018.3
Nagy, T., Abăitancei, D., Radu, Gh., Marcovici, M., Lutza, L., Witkowska, A. : **Die Besonderheiten des Energiebilanzes bei einem Hochaufladmotor**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, S. 153

DK ; 621.432
Abăitancei, D. : **Beitrage zur Angleichung des Vierzylindergabelmotors bei** 60° .
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, S 156

DK ; 629.114.2−578
Stanciu, I. : **Beiträge zur Durchführung eines Umstellers mit Kupplung unter Belastung für Betriebstraktore**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, S 160

DK ; 629.113.001.5
Mitrache, M. : **Eigenfrequenz und Drehschwingungsform in dem Antrieb eines Zugfahrzeugs ,,alles voone'' oder ,,alles hinten''**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, S 162

DK ; 629.114.5.001.5. ; 621.431.73.001.5.
Hoffmann, V., Untaru, M., Şerbănoiu, V. : **Heizungsfragen bei Autobuse**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, S 167

DK ; 621.431.73.033/.035.001.5
Livezeanu, G. : **Neue Austarierungskriterien des Satzes Motor Vergaser**
Constructih de maşini 27, (1975), nr. 3, S 170

DK ; 621.436.3.001.5
Bobescu, Gh., Nagy, T., Jekel, P., Nandrea, O. : **Über der Anstrengungsmöglichkeit des aufgeladeten Vorkammermotors**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, S 174

DK ; 621.824.3 ;631.785.545
Stanciu, D., Lazăr, I. : **Die Induktionshärtung der Kurbelwellenzapfen**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, S 177

DK ; 621.914.3.6. ;621.833.01 ;669.14.018.298
Ţâru, M., Teodorescu, M., Rotaru, G. : **Forschungen über dem Einfluss der Feinstruktur des OLC 45 Stahles über Moment und Kraft bei der Verzahnung mit dem Schneckenmodulfräser**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, S 181

DK ; 621.923
Coman, Gh., Badea, V., Năstase, D. : **Zentrenfreier Schliff mit Rohlingstütz auf festem Auflager**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, S 183

DK ; 681.325 ;51
* * *: **Automatische Datenverarbeitung (VI). Boolesche Algebra und logische Schaltungen**
Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 4, S 185

СОДЕРЖАНИЕ

ДК ; 629.114.6−001.4
Митраке, М., Милата, М.: **Средства испытания, осуществленные путем самооснащения для деталей и узлов легковых автомобилей**
Construcţia de maşini, 27 (1975), № 4, стр. 138

ДК ; 621.43 ;001.4 ;621−52
Гайджински, Р., Кожокару, К.: **Автоматический стенд для испытания двигателей внутреннего скгорания**
Construcţia de maşini, 27 (1975), № 4, стр. 143

ДК : 629.113.07
Стойческу, А. П.: **О критериях оценки управляемости автомашин**
Construcţia de maşini, 27 (1975), № 4, стр. 146

ДК ; 629.114.4 ;620.16
Ерлич, И., Наги, Т., Бежан, К.: **Исследование надежности системы управления грузовых автомобилей**
Constructa de maşini, 27 (1975), № 4, стр. 150

ДК ; 621.43.018.3
Наги, Т., Абэйтанчей, Д., Раду, Г., Маркович, М., Луца, Л., Витковска, А.: **Особенности энергетического баланса в двигателе с наддувом**
Construcţia de maşini, 27 (1975), № 4, стр. 153

ДК ; 621.432
Абэйтанчей, Д.: **Об уравновешивании четырёхцилиндрового двигателя в V на 60°**
Construcţia de maşini, 27 (1975), № 4, стр. 156

ДК ; 629.114.2−578
Станчю, И.: **Осуществление переключателя с включением под нагрузкой для промышленных тракторов**
Construcţia de maşini, 27 (1975), № 4, стр. 160

ДК ; 629.113.001.5
Митраке, М.: **Собственные частоты и форма крутильных колебаний в передаче грузовых автомобилей с тягой ,,все спереди'' или ,,все сзади''**
Construcţia de maşini, 27 (1975), № 4, стр. 162

ДК ; 629.114.5.001.5. ;621.431.73.001.5
Гоффманн, В., Унтару, М., Сербэною, В.: **Проблемы обогрева автобусов**
Construcţia de maşini, 27 (1975), № 4, стр. 167

ДК ; 621.431.73.033/.035.002.5
Ливезяну, Г.: **Новые критерии тарирования ансамбля двигатель-карбюратор**
Construcţia de maşini, 27 (1975), № 4, стр. 170

КД ; 621.436.3.001.5
Бобеску, Г., Наги, Т., Жекель, П., Нандря, О.: **О возможностях форсирования форкамерного двигателя с наддувом**
Construcţia de maşini, 27 (1975), № 4, стр. 174

ДК ; 621.824.3 ;621.785.545
Станчю, Д., Лазэр, И.: **Индукционная закалка шейек коленчатого вала**
Construcţia de maşini, 27 (1975), № 4, стр. 177

ДК ; 621.914.3.6. ;621.833.01 ;669.14.018.298
Цыру, Е., Теодореску, М., Ротару, Г.: **Исследование влияния микроструктурной стали OLK 45 на момент и силу обработки зубьев червячной модульной фрезой**
Construcţia de maşini, 27 (1975), № 4, стр. 181

ДК ; 621.923
Коман, Г., Бадя, В., Нэстасе, Д.: **Бесцентровое шлифование с установлением полуфабрикатов на неподвижных опорах**
Construcţia de maşini, 27 (1975), № 4, стр. 183

ДК ; 681.325 ;51
* * *: **Автоматическая обработка данных (VI) алгебра Вooe и логическая схема**
Construcţia de maşini, 27 (1975), № 4, стр. 185

Cuvînt înainte

Directivele Congresului al XI-lea al P.C.R. prevăd pentru cincinalul 1976–1980 sarcini importante în privinţa dezvoltării transporturilor rutiere, a producţiei şi exploatării mijloacelor de transport.

Se prevede astfel ca volumul transportului rutier de persoane să crească cu 55 – 60 % în anul 1980 faţă de anul 1975, transportul rutier de mărfuri crescînd în acelaşi interval cu 26–28% şi avînd sarcina rezolvării în primul rînd a necesităţiilor de transport pe distanţe mici.

Îndeplinirea acestor sarcini necesită din partea unităţilor de cercetare, proiectare şi producţie asimilarea şi punerea în fabricaţie a unui însemnat număr de maşini noi şi perfecţionate. Astfel, se prevede realizarea unor noi tipuri de autovehicule cum sînt: autocamioane, autobasculante şi autotractoare de mare tonaj, autobuze de mare capacitate şi confort sporit, noi tipuri de turisme cu consum redus de carburanţi.

Căutînd să vină în întîmpinarea proiectanţilor, cercetătorilor ştiinţifici şi a tuturor celor angrenaţi în realizarea măreţelor sarcini trasate de Congresul al XI-lea al P.C.R., revista „Construcţia de maşini" sprijină pe multiple căi informarea personalului tehnico-ştiinţific din domeniul fabricaţiei şi exploatării mijloacelor de transport rutier.

Cu ocazia sesiunii jubiliare de comunicări organizate de revistă cu prilejul împlinirii a 25 de ani de existenţă, una din secţiile sale a dezbătut numeroase probleme de actualitate ale transportului rutier. Sesiunea a reunit sub egida revistei specialişti lucrînd în diferite locuri de muncă: industrie, cercetare, învăţămînt superior, prilejuind astfel un bogat schimb de experienţă.

Paginile acestui număr al revistei publică articole redactate pe baza comunicărilor făcute în cadrul secţiei „Mijloace de transport rutier", considerînd că publicarea lor va permite accesul la acest material unui număr cît mai mare de specialişti.

Braşov, 18–20 decembrie 1974

Prof. em. dr. ing. Victor **HOFFMANN**
Membru al comitetului de redacţie

MIJLOACE DE TRANSPORT RUTIER

CZ: 629.114.6–2.001.4

Mijloace de încercare realizate prin autodotare pentru piesele şi subansamblurile de autoturism

ing. Marin MITRACHE; ing. Mario MILATA –
Institutul de cercetări şi proiectări pentru autoturisme – Piteşti

1. Generalităţi

Regimurile de funcţionare ale pieselor şi subansamblurilor unui autoturism în exploatare sînt din cele mai diverse, condiţiile limită fiind atinse în cazuri foarte rare. De aceea, una din problemele de bază la demararea unei fabricaţii este de a stabili condiţii de laborator care să reproducă pe cît posibil condiţiile din exploatare, dar într-un termen cît mai scurt.

Cunoscînd că încercarea cea mai completă este cea de pe autovehicul, că parcurgerea a peste 100 000 km necesită un timp de ordinul a şase — şapte luni, procedeul nu se poate aplica pentru fiecare piesă şi mai ales cînd integrarea se face treptat. Încercările asupra comportării în funcţionare se impun totuşi aproape pentru fiecare piesă şi subansamblu în condiţiile fabricării unui produs de complexitatea autoturismului, dacă vrem să asigurăm o fiabilitate şi o durabilitate ridicate.

Fabricarea produsului după licenţă nu elimină aceste încercări, deoarece este cunoscut faptul că funcţionabilitatea, fiabilitatea, mentenabilitatea sînt influenţate în foarte mare măsură, pe lîngă calitatea concepţiei, de tehnologie, de materialele utilizate, de tratamentul termic aplicat, de organizarea procesului tehnologic şi de disciplina de fabricaţie. Pornind de la aceste elemente şi neavînd o bază materială creată deja, a trebuit să realizăm prin autodotare mijloace de încercare de laborator care să reproducă cît mai exact condiţiile unei exploatări medii şi în acelaşi timp să evite funcţionarea a numeroase autovehicule pe sute de mii de kilometri pentru obţinerea acestor rezultate.

În cele ce urmează ne-am propus să prezentăm cîteva din standurile de încercare realizate la Institutul de cercetări şi proiectări pentru autoturisme din Piteşti, bazate după cum am arătat pe reproducerea cît mai apropiată a solicitărilor din funcţionare, pentru piese şi subansambluri de diverse grade de complexitate şi securitate în funcţionarea autoturismului.

2. Încercarea la anduranţă a osiei spate

Pentru a simplifica standul de încercare a osiei spate care să reproducă solicitările din funcţionarea pe autovehicul, a fost necesar ca solicitările să fie descompuse după două plane: vertical şi orizontal. Standul prezentat în figura 1 realizează o încărcare statică cu ajutorul arcurilor comprimate de doi tiranţi.

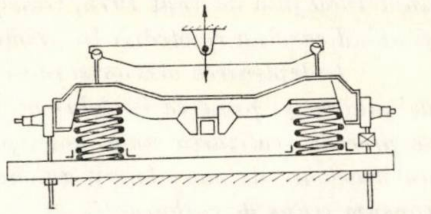


Fig. 1. Schema bancului pentru încercarea osiei la eforturi verticale

Un efort dinamic se suprapune peste această sarcină statică, fiind introdus pe osie prin punctele de prindere ale amortizoarelor. În acest scop două bielete care reproduc la un capăt fixarea amortizorului sînt fixate pe osie, iar la celălalt capăt sînt articulate prin intermediul unor suporturi libere la rotaţie la extremităţile unui palonier, al cărui punct de articulaţie serveşte la introducerea efortului alternativ necesar. Pentru a evita o instabilitate verticală a acestui montaj, osia este fixată să nu se rotească printr-o bielă orizontală care se articulează într-o parte în suportul de fixare al braţului de suspensie superior pe osie şi în cealaltă parte într-un suport solidar cu masa bancului. Un captator dinamometric montat pe unul din cei doi tiranţi dă valoarea reacţiei eforturilor introduse în osie pentru fiecare fuzetă.

În figura 2 se prezintă un program de încercare prin eforturi cumulate. Efortul dinamic a fost realizat cu ajutorul unui vibrator proiectat şi realizat în institut (fig. 3 şi 4), a cărui diagramă de reglaj este prezentată în figura 5.

Pentru măsurarea eforturilor din fuzetă s-a folosit un traductor de forţă tensometric conectat la o punte de măsură Hottinger tip KSW/6E5.

Standul prezentat în figura 6 este astfel conceput încît să reproducă montajul de pe autovehicul, asupra osiei acţionînd următoarele eforturi:

— O sarcină statică verificată realizată prin comprimarea arcurilor cu ajutorul a doi tiranţi.

— O sarcină dinamică introdusă prin braţul de suspensie aflat în poziţie orizontală.

De fuzetă sînt prinşi doi tiranţi orizontali blocaţi la extremitatea opusă în cele două sensuri pe două reazeme rigide. Unul din tiranţi este prevăzut cu un captator dinamometric pentru măsurarea eforturilor orizontale de reacţie pe fiecare fuzetă.

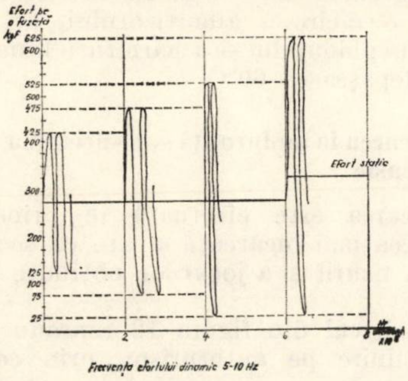
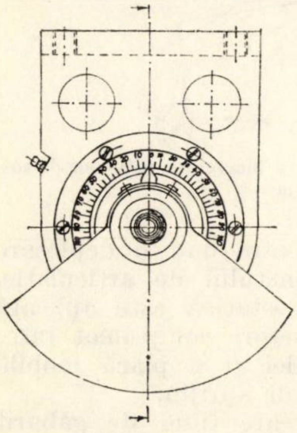


Fig. 2. Condiţii pentru încercări. Program de oboseală prin eforturi cumulate

Figura 7 reprezintă un program de încercare prin eforturi cumulate. La acest program efortul dinamic a fost realizat cu acelaşi vibrator, iar măsurarea eforturilor s-a făcut cu montajul de laborator amintit.



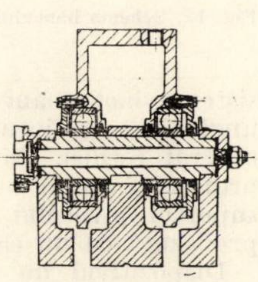


Fig. 3. Fig. 4.
Vibratorul pentru măsurarea efortului dinamic realizat la Institutul de cercetări şi proiectări pentru autoturisme — Piteşti.

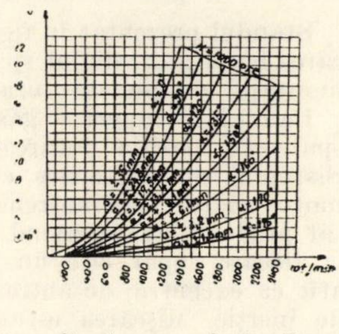


Fig. 5. Diagrama de funcţionare a vibratorului
a — amplitudinea vibratorului

Încercările au avut drept scop găsirea punctelor critice ale proiectului şi tehnologiei, corelarea lor şi stabilirea unui program de încercare pentru verificarea în continuare a producţiei de serie.

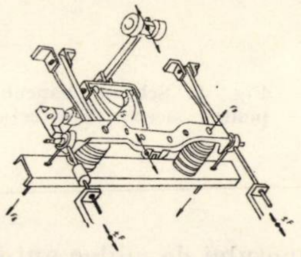


Fig. 6. Schema bancului pentru încercarea osiei la eforturi orizontale

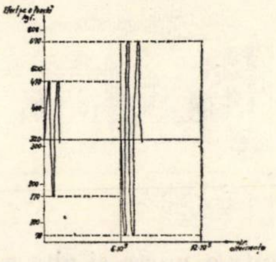
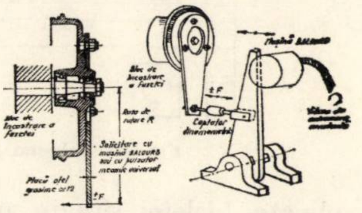


Fig. 7. Condiţii pentru încercări; program de oboseală pentru eforturi cumulate

3. Încercarea la anduranţă a fuzetei spate

Montajul (figura 8) realizat în vederea încercării reproduce montajul fuzetei pe autoturism. Fuzeta este încastrată într-un bloc solidar cu masa bancului, avînd montate pe ea rulmenţii şi butucul tambur din serie. O placă fixată pe tambur prin piuliţele roţii permit aplicarea la raza de rulare a unei forţe *F* ce provoacă o încovoiere alternativă a fuzetei. Această forţă a fost obţinută cu acelaşi vibrator prezentat anterior (vezi fig. 3, 4, 5), folosind o frecvenţă de 1000 de alternanţe/minut. Valoarea a fost controlată cu un captator dinamometric. Pentru reducerea dispersiei rezultatelor încercarea este întreruptă la apariţia fisurii, prin montarea unui palpator sensibil care poate detecta creşterea flexibilităţii fuzetei şi întrerupe în acest moment încercarea. Piesele încercate au făcut apoi obiectul unui examen metalurgic de laborator.

Fig. 8. Schema bancului pentru încercarea fuzetei


Bloc de încastrare a fuzetei
Roata de rulare R
Solicitare cu maşină SALOURS sau cu pulsator mecanic universal
Placă oţel grosime = 12
±F
Bloc de încastrare a fuzetei
Captator dinamometric
2

4. Încercarea casetei de direcţie la vibraţii

Scopul încercării este determinarea anduranţei la vibraţii a ansamblului bieletă — casetă de direcţie, în vederea testării în special a angrenajului pinion-cremalieră, în cazul solicitărilor în linie dreaptă (uzură, deformaţii, exfolieri).

Se mai urmăreşte :

— rezistenţa rotulei de direcţie

— rezistenţa îmbinării filetate cap cremalieră-cremalieră

— rezistenţa carterului de direcţie şi în special în zona urechilor de prindere.

Standul prezentat în figurile 9 și 10 permite montarea ansamblului într-o poziție identică cu cea de pe autovehicul, cînd acesta este încărcat. Pinionul primește o cursă unghiulară corespunzătoare pe cremalieră cu un pas, într-o parte și alta a punctului de mijloc autovehiculului rulînd în linie dreaptă, cu frecvența oscilațiilor de 0,5 Hz. Eforturile alternative (de ± 200 kgf la o frecvență de 16 Hz) sînt aplicate bieletei situate pe partea pinionului printr-un levier și sînt produse de un vibrator de același tip cu cel din figurile 3,4 și 5. Măsurarea eforturilor s-a făcut cu ajutorul unui traductor de forță tensometric conectat la o punte de măsură tip KWS/6E5.

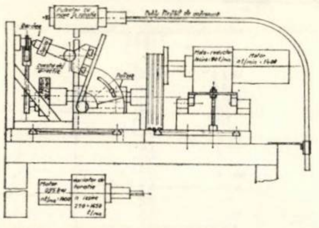


Fig. 9. Schema bancului pentru încercarea direcției

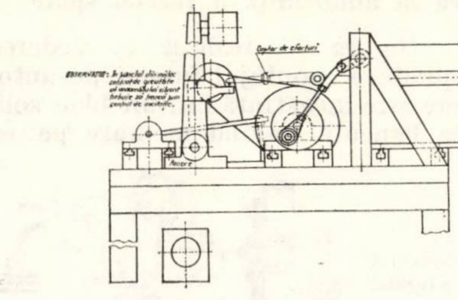


Fig. 10. Schema bancului

5. Încercarea la anduranță a amortizoarelor de suspensie

Standul prezentat în figura 11 urmărește pe lîngă comportarea în ansamblu a amortizorului și scăderea eficienței de amortizare, pierderile de ulei, deformările anormale ale tijei pistonului, ale tubului, ruperile de piese, gripajul pistonului în cilindrul de lucru, emulsionarea uleiului, apariția cavitației, zgomotele anormale, punerea în evidență a uzurii ghidajului și a garniturii de etanșare.

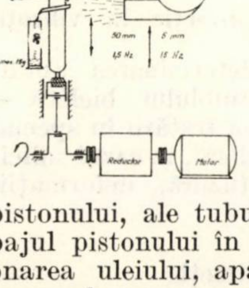


Fig. 11. Schema bancului pentru încercarea anduranței amortizorului

Pentru a exemplifica aceste din urmă aspecte notăm că pentru încercarea ghidajului am folosit următorul regim : frecvența 1,5 Hz ; cursă 50 mm ; sarcină axială 15 kgf ; cicluri 1 000 000, iar pentru încercarea garniturii : 700 000 de cicluri la frecvența de 1,5 Hz și cursă de 35 mm, cumulat cu 300 000 de cicluri cu frecvența de 15 Hz și cursă de 5 mm. În ambele cazuri se asigură o răcire a amortizorului, astfel încît în dreptul ghidajului și a garniturii temperatura să nu depășească 60°C.

6. Încercarea la anduranță sub sarcină a rotulelor de suspensie

Încercarea este efectuată în principiu pe rotula cea mai încărcată și are ca scop determinarea uzurii și a jocurilor obținute în funcționare.

Dispozitivul din figura 12 reproduce condițiile întîlnite pe autoturism, prin cele două sisteme bielă-manivelă care dau o deplasare unghiulară în jurul punctului de articulație, centrul rotulei. Sarcina statică este aplicată prin intermediul unui resort comprimat între suportul pivotului rotulei și o placă mobilă prevăzută cu un capac de sprijin.

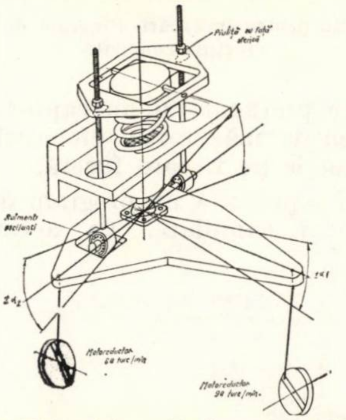


Fig. 12. Schema bancului pentru încercarea rotulelor de suspensie

Dispozitivul de încercare fiind de gabarit mic poate fi așezat într-o incintă cu mediul controlat.

7. Încercarea la anduranță a barelor antiruliu

Standul prezentat în figura 13, pentru încercarea barei antiruliului spate, reproduce exact montajul de pe autoturism.

Pe o placă suport se găsește montată puntea spate în poziția încărcat a autoturismului. Sistemul de antrenare este format dintr-un motovariator care antrenează un arbore montat pe două lagăre, avînd o roată receptoare și la fiecare capăt cîte un platou care servește atît ca excentric de antrenare, cît și ca volant de inerție. Mișcarea este transmisă osiei prin două manivele care au articulația manetonului astfel fixată, încît să dea fiecărui braț o mișcare sinusoidală cu aplitudine de 36°.

Printr-un defazaj unghiular de 48° al manetoanelor pe platouri se obţine un defazaj unghiular sinusoidal al braţelor de 24° amplitudine, şi în consecinţă un efort alternator în bara antiruliului.

Folosind acelaşi principiu al reproducerii montajului pe autoturism şi impunînd condiţiile speciale ale punţii faţă, s-a construit standul pentru încercarea barei antiruliu faţă (fig. 14).

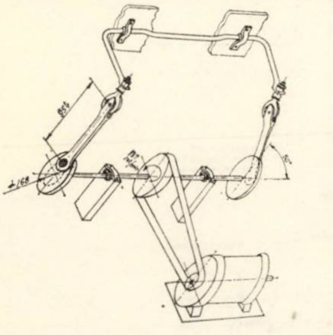


Fig. 13. Schema de încercare a barei antiruliu faţă

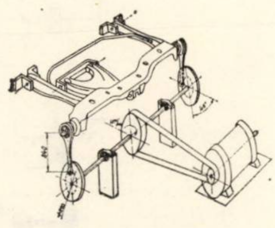


Fig. 14. Schema de încercare a barei antiruliu spate

8. Încercarea lichidelor de frînă şi a influenţei lor asupra pieselor componente ale sistemului de frînare

Standul prezentat în figura 15 se compune din ansamblul sistemului de frînare acţionat de un mecanism compus dintr-o electrovalvă şi un piston amplificator. Un manometru controlează obţinerea unei presiuni uniforme de 35 kgf/cm². S-a urmărit ca dispozitivul să fie cît mai mic, încît să poată fi montat în camere cu mediu controlat, pentru a efectua probe în regimuri diferite : la temperatură normală de + 23°C, la temperatură ridicată de + 70°C, la temperatură joasă de — 40°C.

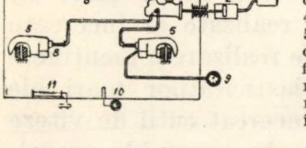


Fig. 15. Schema de montaj a bancului pentru încercări ale lichidului de frînă.

1 — electrovalvă ; 2 — piston amplificator ; 3 — ansamblu pompă centrală ; 4 — ansamblu frînă spate tambur ; 5 — ansamblu frînă faţă disc ; 6 — racord cu trei cai ; 7 — conducte rigide frînă ; 8 — flexibile de frînă ; 9 — manometru presiune D — 150 atm ; 10 — termometru 0 — 250° ; 11 — plită electrică de încălzire ; 12 — cameră termică etanşă

Proba constă-conform SAE J 1703 — în efectuarea a 200 000 de cicluri, dintre care 160 000 de cicluri la rece (temperatură de 23°C), şi se urmăreşte : funcţionarea normală, pierderile de lichid, uzura şi corodarea pieselor în mişcare, pierderea în duritate a garniturilor, modificarea dimensiunilor garniturilor (gonflare) sedimentările în lichid, gomările pe suprafeţele cilindrilor.

9. Încercarea la anduranţă a ansamblului ştergător de parbriz

Standul din figura 16 reproduce funcţionarea pe maşină a ansamblului ştergător de parbriz şi urmăreşte uzura lamelelor ştergătorului, articulaţiilor braţ-lamelă, articulaţiilor mecanismului, fixărilor prin randalinare precum şi a motorului. Încercarea cuprinde — conform SAE J 903 B pentru ansamblu — 500 de ore de funcţionare (aproximativ 1 500 000 de ştergeri), efectuate jumătate la viteză mică de 54 ± 4 ştergeri/minut şi jumătate la viteză mare de 74 ± 4 ştergeri /minut.

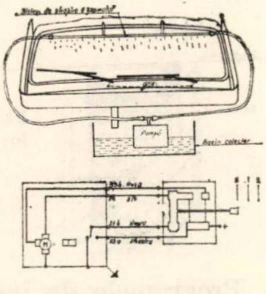


Fig. 16. Schema bancului pentru încercarea ştergătoarelor de parbriz şi schema electrică a ştergătorului

Programul de ştergere este ciclat :

— ştergeri sub jet de apă timp de 5 minute ;

— ştergeri fără jet de apă timp de 30 de secunde ;

— staţionare timp de 30 de secunde.

După 185 de ore de funcţionare (aproximativ 500 000 de ştergeri) conform ciclului enunţat lamelele trebuie să aibă o capacitate de ştergere de 75 % din suprafaţa parbrizului, dar aceasta să fie de 100 % pe suprafaţa de vizibilitate a şoferului.

10. Încercarea la anduranţă a închizătoarelor de uşi

Încercarea se bazează tot pe reproducerea exactă a modului de funcţionare pe autovehicul. În acest sens, pe o caroserie de autoturism (figura 17) pe care s-au montat închizătoarele de uşă şi mecanismele de comandă exterioară şi interioară, se instalează următoarele dispozitive :

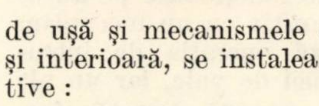


Fig. 17. Banc pentru încercarea părţilor mecanice de caroserie

— Un dispozitiv de acţionare a dezăvorîrii închizătorului prin acţionarea butonului împingător exterior sau a levierului de comandă interior construit pe baza unui electromagnet.

— O unitate mecanică de deschidere a uşii (figura 18) formată dintr-un cablu de deschidere, prins de o pîrghie ce dă un dezechilibru sistemului, un dispozitiv de frînare a pîrghiei, un deget de antrenare şi o camă de manevrare a contactului ce declanşează dispozitivul de dezăvorîre a închizătorului.

— O unitate de rapel (figura 19) exterioară, formată practic din nişte greutăţi ghidate ce închid uşa, mărimea lor fiind determinată de viteza de închidere dorită.

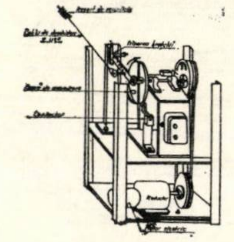

Resort de revenire
Cablu de deschidere a uşii
Pîrghie de manevrare
Contactor
Reductor

Fig. 18. Banc pentru încercarea părţilor mecanice de caroserie, unitatea mecanică de deschidere a uşilor

Programele de încercare efectuate au fost:

— În condiţii de reglaj corect de 10^5 cicluri cu viteză liniară de 1,5 m/s, comandînd deschiderea de la interior şi exterior, cumulat cu 1×10^3 cicluri cu viteză liniară de 2,5 m/s.

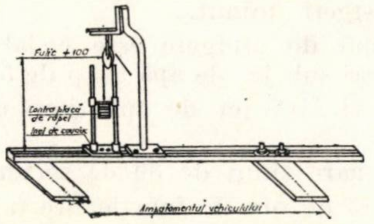

Fuše + 100
Contra placă de rapel
Inel de cauciuc
Amplasamentul vehiculului

Fig. 19. Banc pentru încercarea părţilor mecanice de caroserie ; unitatea de rapel exterioară a uşilor

— În condiţii de dereglare de $7{,}5 \times 10^3$ cicluri cu viteză liniară de 1,5 m/s, avînd zăvorul deplasat cu 3 mm mai sus şi repetînd apoi proba cu zăvorul deplasat cu 3 mm mai jos faţă de poziţia optimă de funcţionare.

După un astfel de program se pot trage concluzii asupra închizătoarelor, asupra comenzilor de deschidere din exterior şi din interior precum şi asupra comenzii de blocare.

Folosind acelaşi principiu s-au putut încerca şi închizătoarele de la capotă.

11. Încercarea la anduranţă a yalelor de uşi

Reproducînd modul de funcţionare pe autoturism (fig. 20), un dispozitiv cu un mecanism bielă-manivelă efectuează operaţia de introducere şi extragere a cheii de yale, iar un alt dispozitiv cu cremalieră şi roată dinţată efectuează mişcarea de răsucire a acesteia.

Încercarea de anduranţă constă în efectuarea a 30 000 de cicluri, după cum urmează:

— introducerea cheii, rotirea într-un sens, extragerea cheii, introducerea cheii, rotaţie în sens invers, extragerea cheii. Efortul de introducere a cheii trebuie să fie mai mic de 5 daN. Viteza de introducere şi extragere este cuprinsă între 50 şi 100 mm/s, iar viteza de rotaţie între 0,15 şi 0,30 rot/s.

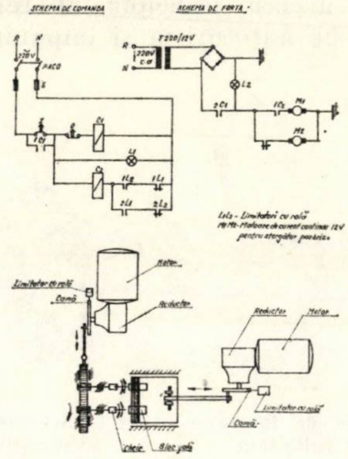

SCHEMA DE COMANDA
SCHEMA DE FORTA
R
N
220V
PACO
S
T 220/12V
220V c.a
L2
2C1
1C1
C1
L1
C2
1L2
1L1
2L1
2L2
1C2
M1
M2
L1L2 - Limitatori cu rolă
M1M2 - Motoare de curent continuu 12V pentru ştergător parbriz.
Motor
Limitator cu rolă
Camă
Reductor
Reductor
Motor
Limitator cu rolă
Camă
Cheie
Bloc yală

Fig. 20. Banc de încercare a yalelor de uşi şi portbagaj

După o astfel de încercare cheia yale trebuie să funcţioneze în condiţii normale. În mod similar şi bineînţeles cu o altă programare, se încearcă blocul de comandă pornire-demarare.

12. Încercarea cutiilor de viteze în sarcină pe un stand cu circuit închis

Încercarea cutiilor de viteze este o problemă care a preocupat colectivul nostru de mai mult timp. Cunoscînd avantajele energetice ale instalaţiilor cu circuit închis faţă de al celor cu circuit deschis, au fost realizate şi încercate mai multe dispozitive de realizare şi menţinere a încercării. Datorită elasticităţilor mari ale sistemelor complexe de încercat cutii de viteze sau cutii de transmitere în ansamblu, rezultatele au fost mai puţin satisfăcătoare şi mai limitate.

În figura 21 este prezentat un stand în circuit închis de putere, pentru cutii de viteze, realizat în colaborare în două exemplare cu Institutul de subingineri din Piteşti (ing. V. Dumitrescu). Particularitatea acestui nou stand faţă de cele încercate anterior la Întreprinde-

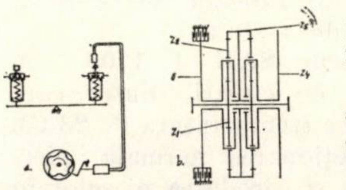

z₁
z₂
z₃
z₄
z₅
a
b

Fig. 21. Stand cu circuit închis de putere, pentru cutiile de viteze.

a – dispozitiv pentru realizarea ciclurilor de încărcare
b – dispozitiv de încărcare dublu diferenţial

rea de autoturisme-Pitești constă în sistemul de încărcare.

Adoptarea unui element de încărcare bazat pe un grup planetar (figura 22) permite unghiuri foarte mari de torsiune și în plus are marele avantaj că peste încărcarea statică a sistemului se poate introduce o încărcare dinamică care poate fi programată, putînd astfel reproduce cicluri mai apropiate de realitate. Un astfel de sistem de încărcare se pretează la reproducerea unui regim de încercare real, înregistrat pe bandă magnetică și introdus în circuit pe baza unor elemente hidropuls. Este faza care va face obiectul preocupărilor noastre de viitor.

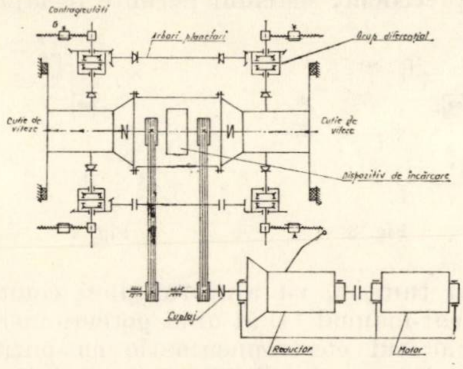


Fig. 22. Stand cu circuit închis de putere pentru cutiile de viteze

BIBLIOGRAFIE

SAE Hand – book
Documentații transmise de Regia Renault
Boldwin – Cartea mașinii
Dîmsit, U.B. – Korobki peredoci, Mașghiz, 1960

CZ ;621.43.001.4 ;621 – 52

Stand automatizat pentru încercarea motoarelor cu ardere internă

ing. Radu **GAIGINSCHI** ; ing. Cezar **COJOCARU** –
Institutul politehnic – Iași.

Radu Gaiginschi este absolvent al Facultății de mecanică de la Institutului politehnic din Iași, secția de motoare cu ardere internă, din promoția 1966. Este șef de lucrări în cadrul acestei secții de specializare, la catedra de mecanoenergetică. Preocupările sale științifice sînt axate pe probleme privind formarea amestecului în motoarele cu ardere internă și încercarea motoarelor.

Cezar Cojocaru a absolvit Facultatea de mecanică de la Institutul politehnic din Iași, secția de tehnologie a construcției de mașini, în anul 1964. Este inginer principal la catedra de mașini-unelte, scule și tehnologie de la Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Iași.

Cercetările în scopul perfecționării motorului cu ardere internă implică verificarea soluțiilor propuse pe standul de încercări, fiind totodată necesar ca măsurătorile ce se efectuează pe parcursul experimentărilor să fie executate cu precizie cît mai mare și în timp cît mai scurt. Necesitățile de cercetare ale laboratorului de motoare cu ardere internă din Institutul politehnic din Iași au condus la proiectarea și realizarea unui stand pentru experimentarea motoarelor, cu posibilități multiple de încercare. Construcția realizată permite experimentarea motoarelor cu puteri cuprinse între 4 și 110 KW, turații maxime de 6500 rot/min. și gabarit maxim de 1200 mm lungime, 1000 mm lățime, și 800 mm înălțime.

Standul se compune din următoarele părți : instalația de frînare, instalațiile auxiliare necesare motorului termic, instalațiile de alimentare, aparatajul de măsură, comandă și semnalizare.

La proiectarea și realizarea standului s-a plecat de la principiul folosirii unui sistem centralizat de măsură și comandă, care să permită unei singure persoane să ridice caracteristicile motorului în timp scurt, cu precizie mare și cu pericol minim de accidentare,

Ansamblul de instalații este grupat spațial în două părți, oferind posibilitatea de a fi amplasată fiecare în cîte o cameră :

– motorul cu frîna și toate instalațiile mecanice și electrice montate pe un șasiu din oțel profilat (fig. 1);

– sistemele de măsurare, comandă. automatizare și semnalizare montate compact pe un pupitru (fig. 2).

Comanda cuplului de frînare se face prin debitul de admisie al unei frîne hidraulice, iar schema circuitului de frînă este prezentată în figura 3.

Pentru a ușura determinările, s-a prevăzut un sistem automat de menținere constantă a cuplului motor, indiferent de turație. Sistemul automat este format din traductorul de cuplu *TC*, din regulatorul *PID* și din servomotorul electropneumatic *SEP*. care reglează debitul de admisie al apei în frînă. Traductorul *TC* este un traductor unghi-rezistenţă (de 500 ohmi), de tip reocord. Reocordul este fixat pe axul indicatorului frînei, iar cursorul fix. Regulatorul, de tip electronic, lucrează în sistemul unificat (0 – 10 mV, 5 – 20 mA) şi este fabricat în prezent de Întreprinderea de elemente de automatizare. – Bucureşti. Servomotorul este de fapt un ventil electropneumatic (presiunea de lucru a aerului 0 – 2 kgf/cm^2) cu poziţioner.

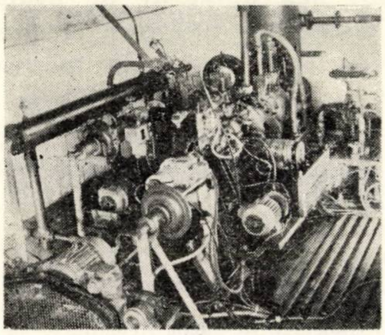


Fig. 1

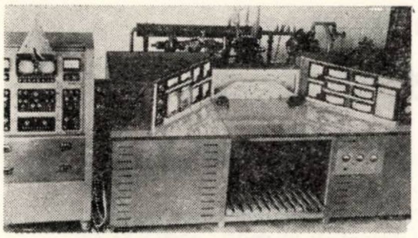


Fig. 2

Sistemul permite şi reglarea manuală a debitului de apă în frînă, prin intermediul unui comutator ,,automat-manual'' şi al unui potenţiometru *P* prin care se alimentează direct servomotorul *SEP*.

S-a prevăzut şi un sistem indicator cu scală mare pentru cuplu, compus din două selsine, una fixată pe axul indicator al frînei, iar cealaltă, la un ac indicator cu o scală de 500 mm, aşezat în centrul pupitrului.

În cadrul experimentării motoarelor este de multe ori necesar ca în cursul unei determinări în care se variază un parametru (cuplu, avans la aprindere, dozaj), turaţia să fie menţinută constantă. Deoarece manevrarea manuală este dificilă şi imprecisă, s-a prevăzut un sistem automat pentru menţinerea constantă a turaţiei, a cărui schemă este prezentată în figura 4.

Sistemul este compus dintr-un traductor tahometric *TTn*, de tip tahogenerator, care printr-un regulator electronic *PID* acţionează un servomotor electropneumatic *SEP* care comandă poziţia pîrghiei de accelerare a motorului. Regulatorul folosit este de acelaşi tip cu cel utilizat în circuitul de reglaj al cuplului de frînare. Tahogeneratorul este legat cu regulatorul printr-un redresor cu semiconductoare şi printr-un atenuator de tip rezistiv. Ca şi în cazul precedent, sistemul permite reglajul manual al turaţiei, cu ajutorul unui comutator ,,automat-manual'' şi al unui potenţiometru *P*. Servomotorul electropneumatic cu poziţioner este similar cu cel utilizat în circuitul de reglaj al cuplului de frînare. Măsurarea turaţiei se face după o curbă de etalonare tensiune-turaţie, la un voltmetru, cuplat la tahogeneratorul *TTn*.

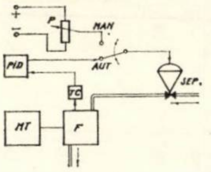


Fig. 3

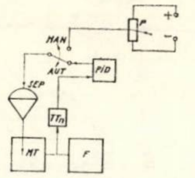


Fig. 4

Răcirea motorului se realizează printr-un schimbător de căldură lichid-apă, de tip tubular, avînd capacitatea maximă de evacuare de 80 000 kcal/h. Schema instalaţiei de răcire apare în figura 5.

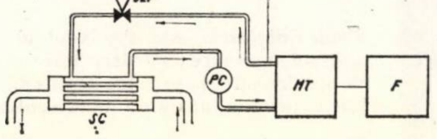


Fig. 5

În circuitul primar, lichidul de răcire este vehiculat de o pompă centrifugă *RC*, antrenată separat de un electromotor. În circuitul secundar circulă apă de la reţeaua curentă în circuit deschis. Debitul lichidului de răcire este reglat automat, astfel încît să asigure o temperatură constantă a lichidului la ieşirea din motor Menţinerea constantă a temperaturii este realizată de bucla formată din traductorul termorezistiv *TT*, regulatorul *PI* şi servomotorul cu poziţioner *SEP*, similar cu cel folosit în bucla de reglaj a cuplului motor. Sistemul automat poate fi decuplat cu ajutorul unui comutator ,,automat-manual'', acţionînd manual asupra debitului lichidului de răcire cu ajutorul potenţiometrului *P*, care alimentează servomotorul *SEP*. Temperatura lichidului de răcire la intrarea şi ieşirea din motor se măsoară cu ajutorul a două termorezistenţe, cuplate fiecare cu un logometru. Debitul lichidului de răcire se măsoară cu un contor apometric.

Pentru eliminarea erorilor multiple care apar la măsurare şi pentru simplificarea operaţiilor de deservire, s-a realizat o instalaţie automată de determinare a timpului în care motorul consumă o aceeaşi cantitate de combustibil. Schema electrică a instalaţiei este prezentată în figura 6.

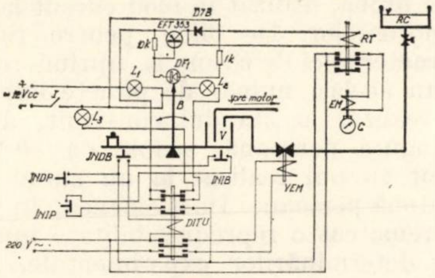


Fig. 6

Aparatul este construit pe baza principiului de măsurare gravimetric. În vîrful acului indicator a unei balanţe semiautomate (cu scală de 0 –1 kg), s-a montat o fotodiodă, avînd rol de traductor de poziţie a acului. În dreptul unor fante practicate în scala balanţei, pe partea opusă acului, au fost fixate becurile cu incandescenţă L_1 şi L_2. Circuitul electronic de amplificare a semnalului traductorului de poziţie este cuplat cu un releu *RT* care comandă un electromagnet *EM*. Electromagnetul *EM* acţionează pornirea, oprirea şi revenirea cronometrului *C*. Cînd acul balanţei trece prin dreptul becului L_1 cronometrul este pornit, iar cînd trece prin dreptul becului L_2 opreşte cronometrul. Prin aşezarea celor două fante în dreptul a două diviziuni bine determinate de pe cadranul balanţei, se obţine direct timpul necesar consumării respectivei cantităţi de combustibil. În acest fel, erorile inerente citirii concomitente a balanţei şi cronometrului sînt eliminate.

Pentru a nu rămîne fără combustibil şi ca să nu deverseze vasul de pe balanţă, s-au prevăzut platanele cu două microîntrerupătoare *INIB* şi *INDB*, care acţionează prin contactorul electromagnetic *DITU* asupra ventilului electromagnetic *VEM*, plasat pe conducta de alimentare de la rezervorul cu carburant. Contactorul electromagnetic mai îndeplineşte următoarele funcţii :

— întrerupe tensiunea de alimentare a becului L_2 în perioada de umplere a vasului de pe balanţă ; în acest fel cronometrul va fi readus la zero cînd acul balanţei se reîntoarce prin dreptul becului L_1 ;

— semnalizează prin aprinderea becului L_3 durata umplerii cu combustibil a vasului de pe balanţă.

Pentru scurtarea duratei de reluare a ciclului de măsură, s-au montat la pupitru două întrerupătoare *INIP* şi *INDP* legate în paralel cu cele de la platanele balanţei.

Ungerea motorului experimentat poate fi asigurată independent, cu ulei sub presiune, în circuit închis, debitat de o pompă cu roţi dinţate (debit de 8 litri/min la presiunea de refulare de 8 kg/cm^2), acţionată separat de un electromotor. Răcirea uleiului se face printr-un radiator (de tip multitubular, cu aripioare) aflat în curentul de aer produs de un electroventilator. Menţinerea constantă a temperaturii uleiului în baie este realizată cu ajutorul unui regulator termostatic cu contacte, care comandă funcţionarea electroventilatorului. Temperatura uleiului în baie se măsoară cu termorezistenţă şi logometru. Presiunea în circuitul de ungere se măsoară cu un manometru cu contacte de poziţie a acului indicator.

Servomotoarele electropneumatice ale buclelor de reglaj automat utilizează aerul comprimat furnizat de un electrocompresor, presiunea în rezervorul de acumulare fiind menţinută în limitele de 3,7 –4 kgf/cm^2 cu ajutorul unui releu presostatic. Legătura între servomotoare şi rezervorul de acumulare se face prin intermediul unui regulator de presiune.

Aspiraţia motorului se face dintr-un rezervor cu fund elastic, avînd o capacitate de 0,5 m^3. Debitul de aer aspirat se măsoară cu un tub manometric cu apă, cuplat la o diafragmă. Tot în scopul măsurării debitului de aer aspirat, pe circuitul de admisie, în amonte de rezervor, s-a montat cu posibilitate de ocolire un contor de gaze (utilizat în exploatările de gaze naturale) de 170 m^3/h. Temperatura aerului aspirat poate fi reglată cu ajutorul unui montaj potenţiometric care alimentează trei rezistenţe electrice (fiecare avînd o putere de 1 kW) plasate pe traseul admisiei, la ieşirea din rezervor. Măsurarea temperaturii aerului la intrarea în motor se face cu termorezistenţă şi logometru. Temperatura gazelor arse se măsoară cu termocuplu Fe-Const şi milivoltmetru indicator.

Pentru diverse acţionări şi alimentări se foloseşte un acumulator cu plăci de plumb de 12 V – 150 Ah, cuplat în „tampon'' la un electrogenerator de 12 V – 300 W, printr-un regulator de tensiune-curent.

Instalaţiile de măsură, comandă, semnalizare, au fost grupate la pupitrul standului, conceput spaţial în scopul urmăririi comode atît a motorului cu instalaţii anexe, cît şi a aparatajului de măsură.

O parte din sistemele de măsură au fost descrise anterior, odată cu prezentarea instalaţiilor auxiliare şi de alimentare.

Pe stand se poate măsura în regim continuu compoziţia procentuală cu $CO + H_2$ şi CO_2 a gazelor evacuate de motor. Pentru aceasta se foloseşte un analizor electric de gaze de tip Willy Giede.

Comanda avansului la aprindere se poate realiza de la pupitru, printr-o transmisie cu cablu.

Alimentarea standului de la reţeaua de curent alternativ se face printr-un contactor electromagnetic *DITA*, iar alimentarea diverselor acţionări este realizată prin contactoare electromagnetice *DITU*, comandate prin întrerupătoare de tip „pornit-oprit".

Pentru a simplifica urmărirea funcţionării simultane a instalaţiilor prezentate, s-au prevăzut semnalizări luminoase plasate sugestiv pe schema generală a standului reprezentată în partea frontală a pupitrului.

În scopul prevenirii avarierii motorului ce se încearcă, pe circuitul de ungere s-a montat un releu presostatic, iar pe circuitul de răcire un releu termic cu contacte, care acţionînd asupra contactorului general al reţelei provoacă oprirea, atît a motorului termic cît şi a oricărui utiliaj al standului, dacă presiunea uleiului scade sub valoarea de 1,8 kgf/cm^2, iar temperatura lichidului de răcire depăşeşte 105°C.

S-au efectuat cercetări pentru elaborarea unui sistem de programare a încercărilor. Astfel, a fost încercat un sistem de memorizare a programelor de tip rezistiv, cu relee temporizatoare, obţinînd în final rezultate mulţumitoare.

Deoarece toate mărimile care interesează funcţionarea motorului se măsoară pe cale electrică, de la aparatele respective, s-au prevăzut conexiuni la o priză multiplă, aflată la pupitru, pentru cuplajul la un înregistrator cu bandă de tip multicanal.

S-au făcut încercări comparative în ce priveşte durata de ridicare a unei aceleiaşi caracteristici pe standul automatizat şi pe un alt stand de probă, utilizat în mod curent la încercarea motoarelor. De pildă, pentru ridicarea unei caracteristici de avans la aprindere, conţinînd un acelaşi număr de puncte explorate, timpul realizat la standul construit, deservit de o singură persoană, a fost cu 80 % mai mic decît timpul realizat la un stand uzual, lucrînd două persoane. De asemenea, în primul caz s-a remarcat o reproductibilitate mult mai bună a determinărilor experimentale.

Colectivul apreciază că prin aplicarea concomitentă a încercărilor program şi a sistemului de înregistrare, se vor îmbunătăţi mai mult atît deservirea standului cît şi calitatea determinărilor experimentale. Se menţionează că întreaga aparatură de măsură şi automatizare folosită poate fi procurată din ţară.

BIBLIOGRAFIE

1. *Grave, H. F.* : Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice. Editura tehnică, 1966.

2. *Stratulat, M,* şi *Munteanu, S.D.* : Încercarea motoarelor cu ardere internă. Editura tehnică, 1966.

3. * * * Electrical measuring instruments. Yokogawa electric works, inc., New York.

CZ ;629.113.07

Asupra criteriilor de apreciere a maniabilităţii automobilului

Dr. ing. Aurel P. **STOICESCU** –
Institutul politehnic – Bucureşti

Pentru aprecierea maniabilităţii automobilelor se folosesc în mod frecvent noţiunile de subvirare (virare insuficientă), virare neutră şi supravirare (virare în exces). Sensul cel mai răspîndit al acestor noţiuni este acela consacrat de către M. Olley [6], cu diferite forme de prezentare [7, 13], echivalente celei dintîi.

Caracterul de virare este determinat de poziţia centrului de virare neutră [16] sau de rezerva de stabilitate statică [13]. Se foloseşte, de asemenea, expresia [5, 10, 13 etc]

$$\mu = ac_1 - bc_2 - (c_{m1} + c_{m2}).$$

Automobilul prezintă subvirare, virare neutră sau supravirare după cum, respectiv, $\mu < 0$, $\mu = 0$, $\mu > 0$.

În cele ce urmează criteriul prezentat va fi denumit convenţional **criteriul clasic al virării sau al maniabilităţii.**

Pe lîngă criteriul clasic, actualmente se folosesc şi alte criterii de apreciere a maniabilităţii automobilului, dintre care unele în anumite ţări sînt chiar standardizate [3, 4].

În literatură nu există indicaţii privind legătura dintre aceste criterii şi criteriul clasic. În cele ce urmează se va examina această legătură, considerîndu-se şi cazul mai general al automobilului cu diferenţial autoblocabil. Cu acest prilej se va stabili şi care criteriu este mai indicat să se folosească în cazul automobilului cu diferenţial autoblocabil.

Stabilirea unui criteriu pentru aprecierea virării automobilului şi în ultima instanţă a maniabilităţii este o problemă foarte dificilă, întrucît este necesar să se cunoască pe de o parte felul în care sînt recepţionate şi transformate informaţiile privitoare la regimul de mişcare al automobilului şi pe de altă parte modul în care reacţionează conducătorul auto după primirea acestor informaţii. În această direcţie în literatură există foarte puţine date şi pînă acum încă nu s-au formulat clar cerinţele pe care trebuie să le îndeplinească un automobil pentru a fi caracterizat ca ideal din punctul de vedere al maniabilităţii. Aşadar, criteriile de maniabilitate trebuie să fie în strînsă legătură cu calităţile conducătorului, care constituie un element important în sistemul cibernetic automobil-om. Din aceste motive este greu să se indice exact care criteriu este cel mai adecvat pentru caracterizarea maniabilităţii.

Criteriile ce se vor analiza în continuare vor fi denumite **criterii derivative**, întrucît ele se exprimă ca derivate ale unor mărimi în raport cu o altă mărime. Această ultimă mărime este de regulă acceleraţia normală sau curbura traiectoriei centrului de greutate. O încercare de a justifica folosirea criteriilor derivative este dată în [9], deşi consideraţiile respective au un caracter aproximativ, reliefînd latura calitativă a procesului de conducere a automobilului. Cu aceste criterii se evidenţiază variaţiile anumitor parametri, deci schimbările ce se produc la regimuri apropiate (aici se au în vedere numai regimurile **staţionare**). Evident, aceste schimbări influenţează asupra solicitării şoferului şi de aceea se poate considera că, cel puţin într-o primă aproximaţie, criteriile respective au o bază reală, mai ales că acceleraţia normală constituie o informaţie foarte importantă pentru conducător în procesul conducerii automobilului [2].

Încercările de maniabilitate la mersul staţionar pe un cerc pot fi conduse în următoarele moduri :

$R =$ const. – se fac măsurători care să permită trasarea curbei $\beta_v = \beta_v(a_n)$, viteza fiind un parametru variabil;

$\beta_v =$ const. – se fac măsurători pentru a putea trasa curba $R = R(a_n)$;

$v =$ const. – se fac măsurători pentru a trasa curba $\beta_v = \beta_v(a_n)$, raza fiind un parametru variabil.

O analiză a acestor procedee din punctul de vedere al preciziei şi al dificultăţilor tehnice este făcută în lucrarea [4].

Pe baza curbelor trasate la încercările de mai sus se obţin derivatele în raport cu acceleraţia normală, cu ajutorul cărora se definesc apoi criteriile de maniabilitate. Aceste derivate sînt :

$$\left(\frac{d\beta_v}{da_n}\right)_{v=\text{const.}}, \quad \left(\frac{d\beta_v}{da_n}\right)_{R\,=\,\text{const.}}, \quad \text{şi} \quad \left(\frac{dR}{da_n}\right)_{\beta_v\,=\,\text{const.}}$$

În continuare va trebui să se obţină expresiile acestor derivate în funcţie de parametrii automobilului şi de parametrii cinematici ai mişcării. În acest scop, se consideră întîi mişcarea circulară staţionară a automobilului cu diferenţial autoblocabil. Se consideră situaţia cînd diferenţialul este blocat şi unghiurile de deviere nu depăşesc limita de liniaritate a caracteristicilor de deviere ale pneurilor. De asemenea, se consideră mecanismul de direcţie rigid, iar efectele aerodinamice neglijabile.

În aceste condiţii, folosind rezultatele din lucrarea [15] se obţine relaţia

$$\omega = \frac{Mv}{\Lambda - m\mu v^2}\cdot\beta, \tag{1}$$

unde

$$M = LC_1C_2 + C_1C_{m2} - C_2C_{m1},$$

$$\Lambda = L^2C_1C_2 + L(C_1C_{m2} - C_2C_{m1}) +$$

$$+ 0{,}5(C_1 + C_2)B_2^2 r_{20}^m \lambda^{-1}.$$

Dacă se ţine seamă de relaţiile

$$a_n = \omega v, \; \beta_v = i_d\,\beta,$$

relaţia (1) devine

$$a_n = \frac{Mv^2}{\Lambda - mv^2}\cdot\frac{\beta_v}{i_d}. \tag{2}$$

Din relaţia (2), prin derivare, se obţine

$$\left(\frac{d\beta_v}{da_n}\right)_{v=\text{const.}} = \frac{\Lambda - m\mu v^2}{Mv^2}\cdot\frac{1}{i_d^{-1} + \beta_v\cdot\dfrac{di_d^{-1}}{d\beta_v}}. \tag{3}$$

Criteriul efectiv se obţine prin raportarea expresiei de mai sus la cea corespunzătoare automobilului cu virare neutră în sens clasic ($\mu = 0$). Dacă se notează acest raport cu S_v şi cu β_v^0 unghiul corespunzător automobilului cu $\mu = 0$, rezultă

$$S_v = \left(1 - \frac{m\mu}{\Lambda}\cdot v^2\right)\frac{i_d^{-1} + \beta_v^0\cdot\dfrac{di_m^{-1}}{d\beta_v}}{i_d^{-1} + \beta_v\cdot\dfrac{di_m^{-1}}{d\beta_v}} \tag{4}$$

Dacă $S_v > 1$, atunci se consideră că automobilul prezintă subvirare, iar dacă $S_v < 1$, atunci automobilul prezintă supravirare. Ţinînd seama că în genere fracţia din membrul al doilea din relaţia de mai sus are valoarea apropiată de unitate, se constată că există subvirare în sensul arătat dacă $\mu < 0$ şi supravirare dacă $\mu > 0$. Aşadar, după criteriul de mai sus, caracterul virării este acelaşi ca şi pentru criteriul clasic. În schimb, el oferă informaţii în plus, fiindcă ia în considerare şi pe Λ : automobile cu acelaşi μ pot avea criterii S_v diferite. Prin intermediul lui Λ se pune în evidenţă de asemenea, influenţa diferenţialului autoblocabil. Totuşi, determinarea efectivă experimentală a acestui criteriu în cazul diferenţialului autoblocabil nu se poate face pornind numai de la cele arătate anterior, fiindcă nu se poate determina valoarea expresiei (3) pentru cazul virării neutre în sens clasic. (La automobilul cu diferenţial normal este suficient să se cunoască ampatamentul, întrucît se poate scrie pentru cazul $\mu = 0$,

$$a_n = \frac{v^2}{L}\beta.$$

Plecînd de la (2) în care se înlocuieşte $v^2 = a_n R$, se obţine :

$$\left(\frac{d\beta_v}{da_n}\right)_{R=\mathrm{ct}} = -\frac{\mu}{M}\cdot\frac{1}{i_d^{-1} + \beta_v\cdot\dfrac{di_d^{-1}}{d\beta_v}}. \tag{5}$$

Cînd criteriul precedent este pozitiv automobilul prezintă subvirare, iar cînd este negativ are caracter de supravirare. Din (5) se constată că după criteriul respectiv caracterul virării automobilului este acelaşi ca şi în cazul criteriului clasic. Criteriul de aici este mai complet, întrucît pe de o parte conţine pe M, iar pe de altă parte ţine seamă şi de raportul de transmitere al mecanismului de direcţie. Din (5) se mai constată că acest criteriu nu conţine pe λ, deci nu evidenţiază influenţa diferenţialului autoblocabil. Din punct de vedere fizic este explicabil, întrucît raza fiind menţinută constantă, momentul stabilizator în planul căii datorit diferenţialului este constant. Ca urmare, prin comparaţia diferitelor situaţii acest element comun nu este luat în considerare.

Procedînd la fel ca la deducerea relaţiei (5), criteriul al treilea capătă forma

$$\left(\frac{dR}{da_n}\right)_{\beta_v} = -\frac{m}{(M\beta_v i_d^{-1} + m\mu a_n)^2}. \tag{6}$$

Cînd expresia (6) este negativă se consideră că automobilul prezintă supravirare, iar cînd este pozitivă automobilul prezintă subvirare. Ca şi în cazurile precedente, caracterul virării automobilului după criteriul (6) este acelaşi cu cel indicat de criteriul clasic. Din motive care s-au mai arătat, criteriul (6) este însă mai complet, incluzînd şi efectul diferenţialului autoblocabil.

Pentru aprecierea subvirării în [8] se foloseşte factorul de subvirare, care se defineşte astfel :

$$C_{su} = \frac{\left(\dfrac{dR}{da_n}\right)_{\beta_v}}{R^2}.$$

Acest criteriu se poate pune sub forma mai adecvată

$$C_{su} = -\frac{d\left(\dfrac{1}{R}\right)}{da_n}. \tag{7}$$

Deci factorul de subvirare reprezintă variaţia cu semn schimbat a curburii traiectoriei centrului de greutate în raport cu acceleraţia sa normală.

Expresia efectivă a factorului de subvirare este

$$C_{su} = -\frac{m\mu}{\Lambda}. \tag{8}$$

Dacă $C_{su} > 0$, se consideră că automobilul prezintă subvirare, iar dacă $C_{su} < 0$ automobilul prezintă supravirare. Din (8) se constată că felul virării indicat în acest criteriu este acelaşi cu cel indicat în criteriul clasic.

În expresiile obţinute influenţa diferenţialului autoblocabil este marcată prin termenul Λ. Pentru a deduce expresiile criteriilor respective în cazul diferenţialului normal, se va înlătura termenul ce conţine λ^{-1} în relaţiile (4), (6) şi (8) [14].

Prin urmare, din analiza efectuată rezultă că pentru a pune în evidenţă influenţa diferenţialului autoblocabil trebuie ca încercările experimentale la mersul staţionar să se realizeze după procedeul la care poziţia volanului este aceeaşi (β_v = const.). În acest caz criteriile pentru aprecierea virării sînt $\left(\dfrac{dR}{da_n}\right)\beta_v$ şi C_{su}.

În continuare se vor studia criteriile derivative şi în domeniul de neliniaritate al caracteristicilor de deviere ale pneurilor, însă numai pentru automobilele cu diferenţial normal.

Pentru aceasta se pleacă de la relaţia cunoscută

$$\frac{L}{R} = \alpha_2 - \alpha_1 + \beta = \delta + \frac{\beta_v}{i_d}, \tag{9}$$

care se mai scrie şi astfel

$$\frac{L}{v^2}a_n = \delta + \frac{\beta_v}{i_d}. \tag{10}$$

Pentru obţinerea primului criteriu în ordinea de mai înainte se derivează relaţia (10) şi rezultă (s-a presupus că i_d = const) :

$$s_v = \left(1 - \frac{d\delta}{da_n}\cdot\frac{v^2}{L}\right). \tag{11}$$

Pentru celelalte criterii se derivează (9) şi se obţin expresiile :

$$\left(\frac{d\beta_v}{da_n}\right)_R = -\frac{d\delta}{da_n}\cdot\frac{1}{i_d^{-1} + \beta_v\dfrac{di_d^{-1}}{d\beta_v}}, \tag{12}$$

$$\left(\frac{dR}{da_n}\right)\beta_v = -\frac{d\delta}{da_n}\cdot\frac{R^2}{L}, \tag{13}$$

$$C_{su} = -\frac{d\delta}{da_n}\cdot\frac{1}{L}; \tag{14}$$

Se observă că în toate aceste expresii apare derivata $\frac{d\delta}{da_n}$.

Dacă $\frac{d\delta}{da_n} > 0$, atunci după toate criteriile derivative automobilul prezintă supravirare, iar dacă $\frac{d\delta}{da_n} < 0$, prezintă subvirare. Pentru a analiza această derivată se va folosi diagrama de stabilitate a lui Pevzner [12]. O asemenea diagramă este prezentată în figura 1, în care s-a schițat și modul de determinare a diferiților parametri ai mișcării (pentru detalii [12]).

De obicei, în ordonată se trece mărimea Fc/Ga. Se observă însă că această mărime este chiar a_n/g, adică tocmai ceea ce interesează în cazul de față. Din studiul diagramei de stabilitate rezultă că oricărui regim staționar de mișcare îi corespunde un punct A $(a_n/g,\ \delta)$, pentru care este determinată și derivata $\frac{d\delta}{da_n}$.

Astfel, din figura 1 se găsește că $\frac{d\delta}{da_n} > 0$ pentru $a_n < a_n'$ și $\frac{d\delta}{da_n} < 0$ pentru $a_n > a_n'$. Așadar, pentru accelerații mici automobilul prezintă supravirare, iar pentru accelerații mari subvirare. Se observă că în prima situație caracterizarea este aceeași și după criteriul clasic, pe cînd pentru $a_n' < a_n < a_n''$ automobilul este cu supravirare în sens clasic ($\delta > 0$).

Pentru tipul de diagramă prezentat în figura 2 se constată de asemenea, că pentru $a_n < a_n'$ caracterizările cu cele două genuri de criterii sînt identice (subvirare), pe cînd pentru $a_n' < a_n < a_n''$ ele sînt opuse.

Întrucît există situații cînd diagramele sînt în totalitate fie în cadranul I, fie în cadranul II [12], concluziile de mai sus nu sînt generale, dar chiar cînd curba este numai în cadranul I de pildă, ea poate prezenta forma din figura 3 [12]. Se observă și aici că pentru $a_n' < a_n < a_n''$ caracterizările după cele două criterii sînt opuse.

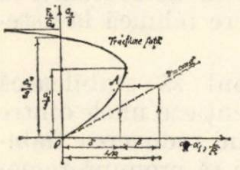


Fig. 1

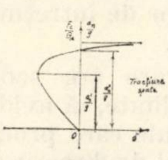


Fig. 2

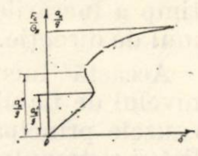


Fig. 3

Deci, în general se poate afirma că :

— pentru accelerații normale mici caracteristicile cu cele două tipuri de criterii sînt aceleași ;

— pentru accelerații normale mijlocii către mari este posibil ca aceste caracterizări să fie opuse ;

— pentru accelerații mari, pînă la derapare, caracterizările sînt aceleași.

Privitor la recomandarea din [1], ca valoarea lui $\left(\frac{dR}{da_n}\right)_{\beta_v}$ să rămînă constantă, se observă din (6) că, cel puțin pentru accelerațiile normale mici acest lucru are loc numai dacă $\mu = 0$.

Concluzii

Relațiile prezentate în lucrare permit determinarea criteriilor derivate de maniabilitate în cazul atît al diferențialului normal cît și al diferențialului autoblocabil.

Pentru evidențierea efectului diferențialului autoblocabil trebuie ca încercările experimentale la mersul staționar să se realizeze după procedeul în care poziția volanului rămîne neschimbată.

Pentru accelerații normale ale centrului de greutate de valori medii este posibil ca indicațiile criteriului clasic al virării asupra caracterului de virare să fie opuse acelora ale criteriilor derivative. În schimb, pentru accelerații normale mici și foarte mari indicațiile acestor criterii coincid.

Din analiza efectuată mai rezultă că, cel puțin din punctul de vedere al caracterizării stabilității automobilului, folosirea criteriilor derivative este utilă, deoarece oferă informații suplimentare privind forma diagramei de stabilitate.

ANEXA

Notațiile principale folosite în lucrare :

a, b — distanța de la centrul de greutate al automobilului pînă la planul normal pe cale ce trece prin axa punții din față, respectiv prin axa punții din spate, m.

L — ampatamentul, m.

B_2 — calea roților din spate, m.

R — raza de virare a automobilului, m.

v — viteza centrului de greutate al automobilului, $m.s^{-1}$.

a_n — accelerația normală a centrului de greutate al automobilului, $m.s.^{2}$.

α_1, α_2 — unghiurile de deviere ale pneurilor din față, respectiv spate, rad.

β — unghiul mediu de virare al roților de direcție, rad.

β_v — unghiul de rotire al volanului, rad.

δ = $\alpha_2 - \alpha_1$, rad.

ω — viteza unghiulară a axei longitudinale a automobilului, rad. s^{-1}.

m — masa automobilului, $kgf \cdot m^{-1}.\ s^{2}$.

G_a — greutatea automobilului, kgf.

F_c — forța centrifugă ce acționează asupra automobilului, kgf.

C_1, C_2 — coeficienții de rezistență la deviere la puntea din față, respectiv la puntea din spate, $kgf.\ rad^{-1}$.

C_{m1}, C_{m2} — coeficienții momentului stabilizator total al pneurilor de la puntea din față, respectiv de la puntea din spate, $kgf.m.\ rad^{-1}$.

λ — coeficientul elasticității tangențiale a pneului, m/kgf.

i_d — raportul de transmitere al mecanismului de direcție.

g — accelerația pămîntească, m/s^2.

BIBLIOGRAFIE

1. *Bauernstein, B.* Ein Kreisfahrtest, in ATZ, 60, nr. 9, 1958, pp. 258—259.
2. *Braess, H.H.* Untersuchung des Seitenwindverhaltens des Systems Fahrzeug-Fahrer, în: Deutsche Kraftfahrt firschung und Strassenverkehrstechnik, nr. 206, 1970.

3. *Bundorf, Th. R.* The influence of vehicle design parameter on characterisric speed and understeer, în: SAE Preprints, ş.a. nr. 670078.
4. *Bundorf, Th. R.* Understeer, characteristic speed measured by three tests, in: The SAE Journal, 75, nr. 11, 1967, pp. 46–48.
5. *Ciudakov, E.A.* Vlieanie bokovoi elasticinosti koles na dvijenia avtomobilea. Iz-vo Akademii Nauk SSSR, Moskva-Leningrad, 1947.
6. *Engels, H.H.* Ein Beitrag zur Beurteilung des Eigenlenkverhaltens von Kraftfahrzeugen, în: ATZ, 69, nr. 12, 1967, pp. 423–426.
7. *Ghiulai, C.* Mecanica automobilului, Editura tehnică, Bucureşti, 1965.
8. *Haman, C.W.* Analitical prediction of vehicle handling behavior, în: SAE Preprints, ş.a., nr. 670 192.
9. *Milner, P.J.* Steady-state vehicle handling, în: Automobile Engineer, 57, nr. 10, 1967, pp. 430–435.
10. *Mitschke, M.* Fahrtrichtungshaltung und Fahrstabilität von vierrädrigen Kraftfahrzeuge, în: Deutsche Kraftfahrtforschung und Strassenverkehrstechnik, nr. 135, 1960.
11. *Nordeen, L.O.* The improve car handling look at the chassis, în: SAE-Journal, 72, nr. 12, 1964, p. 58–67.
12. *Pevzner, Ia. M.* Teoriia ustoicivosti avtomobilea. Maşghiz, Moskva, 1947.
13. *Segel, L.* Theoretical prediction and experimental substantiation of the response of the automobile to steering control, în: Proceedings of the Automobile Division. The Institutional of Mechanical Engineers, nr. 7, 1956–57, pp. 310–330.
14. *Stoicescu, A.P.* Contribuţii la studiul influenţei reacţiilor tangenţiale la roţi asupra stabilităţii şi maniabilităţii automobilului Teză de doctorat. Institutul politehnic Bucureşti, 1971.
15. *Stoicescu, A.P.* Contribuţii la studiul maniabilităţii automobilului cu diferenţial autoblocabil, în Buletinul Institutului politehnic Gh. Gheorghiu-Dej din Bucureşti (în curs de publicare).
16. *Walker, G.E.L.* Directional stability — Study of the factors involved in private car design, în: Automobile Engineer, 40, nr. 530 şi nr. 533, pp. 281–285 şi pp. 370–376.

CZ ;629.114.4 ;620.16

Studiul fiabilităţii sistemului de direcţie al autocamioanelor

Prof. dr. ing. Ivan ERLICZ, conf. dr. ing. Tiberiu NAGY – Universitatea – Braşov
ing. Costel BEJAN – I.C.P.A.T. – Braşov

1. Consideraţii generale

Sistemul de direcţie trebuie să asigure, în condiţiile deplinei siguranţe a circulaţiei, o maniabilitate şi o stabilitate ridicate ale automobilului. Indiferent de particularităţile constructive, sistemul de direcţie trebuie să aibă un randament ridicat în funcţionare, să nu transmită şocurile de la calea de rulare la volan, să realizeze unghiuri de întoarcere egale în ambele sensuri la roţile de direcţie, şi aceste roţi să nu oscileze în plan orizontal. Deoarece acest sistem este caracterizat de solicitări compuse la fiecare piesă în parte, iar nivelul solicitărilor în unele condiţii grele de deplasare este foarte ridicat, apar probleme speciale de dimensionare în faza de proiectare. Se cere o severitate sporită în respectarea condiţiilor tehnice din procesul de fabricaţie şi se impune indeplinirea strictă a prevederilor de întreţinere în procesul de exploatare. Orice abateri de la aceste reguli va reduce capacitatea de funcţionare a sistemului de direcţie şi implicit şi fiabilitatea acestuia.

Elementele de bază ale sistemului de direcţie care necesită o atenţie deosebită în toate fazele realizării şi utilizării lor sînt: mecanismul de direcţie, articulaţiile sferice (capetele de bară) şi îmbinarea pivot-fuzetă. La aceste elemente, în afara solicitărilor la încovoiere, respectiv încovoiere şi forfecare, trebuie acordată o atenţie deosebită solicitării la strivire care apare la toate cele trei elemente amintite ale sistemului de direcţie. De obicei la aceste piese efortul unitar la strivire se situează — în condiţii grele de circulaţie — la limita superioară a valorilor admisibile. În majoritatea cazurilor elementele componente ale sistemului de direcţie sînt scoase din uz înainte de termenul normal, din cauza distrugerii lor la strivire sau din cauza măririi jocului în îmbinări cauzate de creşterea rapidă a uzurii, datorită presiunii de contact mărite. Astfel de defecţiuni pot apărea ca urmare a unei dimensionări greşite în timpul proiectării pieselor, prin nerespectarea tehnologiei de fabricaţie şi prin alegerea unor materiale necorespunzătoare, sau datorită neefectuării la timp a lucrărilor de întreţinere tehnică la sistemul de direcţie.

Această lucrare are scopul să stabilească nivelul de fiabilitate, să evidenţieze unele dintre cauzele principale care produc reducerea fiabilităţii sistemului de direcţie şi să propună remedierile necesare înlăturării defecţiunilor constatate la un tip de camion recent introdus în exploatare.

2. Metodica de cercetare

Determinarea fiabilităţii reale a unui produs este condiţionată de lipsa factorilor subiectivi care determină defectările. De aceea, modul ideal de experimentare este constituit de laborator şi de selecţionarea minuţioasă a produselor conform corespondenţei cu documentaţia de realizare. Acest lucru, principial simplu, pune totuşi probleme complexe în industria de autovehicule din cauza a doi factori: costurile experimentării şi mai ales durata ei. În faza actuală de dezvoltare a tehnicii încercărilor, concluziile asupra fiabilităţii unui produs se pot deduce cu ajutorul prelucrării corespunzătoare prin metodele fiabilităţii, a datelor înregistrate în exploatarea reală. Cercetarea de fiabilitate bazată pe această metodică cuprinde următoarele etape:

— stabilirea lotului de produse supuse urmăririi;

— stabilirea unui sistem de obţinere a datelor primare oferite de exploatare;

— prelucrarea datelor înregistrate.

Alegerea lotului urmărit, bazată pe factori tehnici şi economici, are în vedere considerarea unui număr minim de produse dar care să dea rezultate reprezentative şi susceptibile de generalizare; lotul va trebui să fie omogen, deci produsele trebuie să fie fabricate şi date în exploatare la date calendaristice apropiate. În acelaşi timp, condiţiile de exploatare ale produselor din lot trebuie să fie identice.

Datorită modului de exploatare a autocamioanelor — cele mai multe dintre ele concentrate în autobaze — pentru această lucrare cerinţele sus-menţionate au fost uşor de îndeplinit prin alegerea unui lot de 28 de autocamioane de acelaşi tip exploatate în cadrul autobazei 1-Braşov şi fabricate în prima jumătate a lunii februarie 1972. Depanatorii autobazei au completat odată cu documentaţia de exploatare o „Fişă de urmărire" ale cărei rubrici conţin toate datele necesare studiului de fiabilitate a reperelor autocamionului.

Dat fiind faptul că scopurile cercetării de fiabilitate sînt multiple (determinarea nivelului de fiabilitate la un moment dat, elaborarea unor normative de întreţinere sau de consum pentru piese de schimb etc.) lucrarea se limitează la analiza nivelului de fiabilitate a sistemului de direcţie conform celor arătate la început.

Metodica de analiză a nivelului de fiabilitate se bazează pe determinarea mediei timpului de bună funcţionare (MTBF. sau θ) ca parametru caracteristic. Corespunzînd generalizării mediei aritmetice a timpului de funcţionare pînă la defectare, valoarea lui θ va fi dată de formula:

$$\theta = \int_0^\infty F(t) \cdot dt,$$

unde $F(t)$ este funcţia de fiabilitate a produsului.

Experienţa cercetării în industria de autovehicule demonstrează că funcţia de fiabilitate întîlnită frecvent este de tip Weibull,

$$F(t) = e^{-\left(\frac{t}{a}\right)^b},$$

unde a şi b sînt respectiv „viaţa caracteristică" şi dispersia. Ca atare, în cazul repartiţiei Weibull se obţine:

$$\theta = \int_0^\infty e^{-\left(\frac{t}{a}\right)^b} \cdot dt = a\Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right),$$

Γ reprezentînd integrala (funcţia) Euler.

Pentru studiul comod al distribuţiei defectărilor şi pentru determinarea mediei timpului de bună funcţionare s-a utilizat graficul Allan Plait, în cadrul căruia sînt concentrate un grafic de liniarizare a funcţiei $F(t)$ şi trei nomograme pentru calculul direct al parametrilor a, b, şi Γ. Pe abscisa graficului de liniarizare este înscris parcursul pînă la defectare, iar pe ordonată rangul medianei ultimei defecţiuni dintr-un interval, calculat cu relaţia:

$$R.M. = \frac{i - 0{,}3}{n + 0{,}4},$$

în care:

i este numărul de ordine al ultimei defectări din interval,

n — numărul de produse din lot.

3. Rezultatele obţinute

Conform punctului 1 al lucrării, subansamblurile sistemului de direcţie studiate au fost grupate astfel:

— pivot-bucşă-rulment (A, A_R)

— capete de bară (B, B_R)

— mecanismul de direcţie (C, C_R)

Indicativele A, B, C şi A_R, B_R, C_R se referă la parcursul pînă la prima defectare, respectiv parcursurile după ce piesele defectate au fost reparate şi remontate. Este evident faptul că parcursul pînă la prima defectare caracterizează nivelul de fiabilitate al concepţiei, iar parcursurile pînă la defectare a pieselor reparate vor caracteriza calitatea reparaţiei.

În tabelele 1 şi 2 sînt date parcursurile pînă la prima defectare, parcursul pieselor reparate şi rangul medianei defecţiunilor pentru cele trei subansambluri menţionate.

Tabelul 1

SUBANS.		PARCURS (km×10⁴)																
		2-3	3-4	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19
A	Nr. defectări	2	1	1	2	4	3	7	1	—	2	2	1	—	—	1	1	—
B		—	—	2	1	1	—	4	1	3	7	3	2	—	1	1	1	1
C		—	—	—	—	—	—	—	1	1	8	1	—	1	—	1	1	—
A	R.M.	6	9,5	13	20,1	34,2	44,6	69,3	72,9	—	79,9	87	90,5	—	—	94	97,5	—
B		—	—	6	9,5	13	—	27,1	30,6	41,2	65,7	76,3	83,5	—	87	90,5	94	97,5
C		—	—	—	—	—	—	—	2,45	6	34,2	37,5	—	41,2	—	44,6	48,2	—

Tabelul 2

SUBANS.		PARCURS (km×10³)																
		0-5	5-10	10-15	15-20	20-25	25-30	30-35	35-40	40-45	45-50	5[illegible]	[illegible]-60	60-65	65-70	70-75	75-80	80-85
A_R	Nr. defectări	3	13	3	6	3	3	2	—	2	1	2	3	—	1	1	—	—
B_R		1	1	2	3	—	—	—	—	—	3	2	1	1	1	2	1	2
C_R		—	2	1	—	—	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	1
A_R	R.M.	6,2	36,6	44,2	58,2	65	72	76,7	—	81,4	83,6	89,2	95	—	96,1	98,3	—	—
B_R		3,45	8,3	18,1	32,8	—	—	—	—	—	47,5	57,3	62,2	67	72	82	87	96,6
C_R		—	31,5	50	—	—	—	—	—	—	68,5	—	—	—	—	—	—	87

Pe baza datelor din cele două tabele sînt trasate în figura 1 dreptele Weibull corespunzătoare şi sînt determinate mediile timpilor de bună funcţionare.

Se pune problema unui verdict asupra mediilor timpilor de bună funcţionare ale celor trei subansambluri. Mai întîi se observă că pînă la prima reparaţie valorile celor trei medii nu sînt uniforme. Mecanismul de direcţie — prin media timpului de bună funcţionare pe care o asigură (225 000 km) — poate fi considerat cu un nivel de fiabilitate corespunzător cerinţelor impuse autocamionului. În schimb subansamblurile pivot-bucşă-rulment şi capete de bară — deşi valorile mediilor timpilor de bună funcţionare par destul de ridicate, de 81 500 km şi-respectiv 105 400 km — au o fiabilitate nesatisfăcătoare şi cînd spunem aceasta ne gîndim la cerinţele transportului modern, reflectate în HCM. 1100/69. Normativele elaborate ca urmare a acestui HCM permit efectuarea a două-trei reparaţii la sistemul de direcţie pe tot parcursul pînă la intrarea în reparaţie capitală (110 000 km).

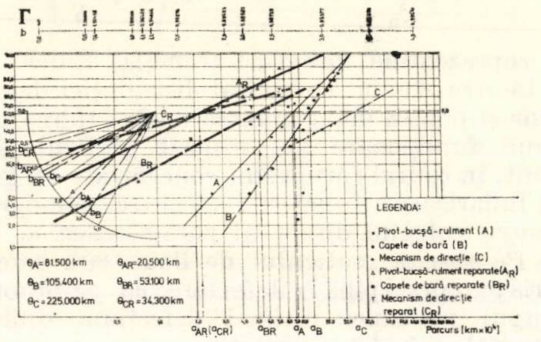


Fig. 1. Dreptele Weibull ale distribuţiei defectărilor

La rîndul lor şi mediile timpului de bună funcţionare a pieselor reparate sînt nesatisfăcătoare, de unde rezultă cu claritate calitatea slabă a reparaţiilor efectuate.

În figura 2 se prezintă variaţia funcţiei de fiabilitate a subansamblurilor analizate, din care rezultă că legea de variaţie corespunde pentru $b > 1$ la funcţionarea pînă la prima defectare şi pentru $b \leqslant 1$ la funcţionarea pieselor reparate, pentru acest din urmă caz avînd situaţia caracteristică perioadei de defectări precoce.

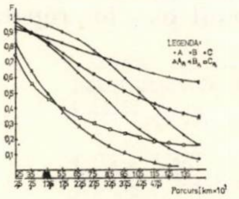


Fig. 2. Funcţiile de fiabilitate

Ca urmare a concluziilor de ordin statistic oferite de distribuţia defectărilor subansamblurilor pivot-bucşă-rulment şi capete de bară s-a adîncit studiul acestor defectări prin analiza cauzelor care le-au produs, studiu cuprinzînd calculul efortului unitar de strivire la urechea superioară şi inferioară a fuzetei şi analiza chimică şi metalografică a materialelor folosite. Valorile obţinute demonstrează că bucşa este componenta mai slabă a îmbinării şi ca atare se impune înlocuirea bucşei rulate cu una debitată din ţeavă.

Statistica defectărilor arată o mare frecvenţă mai ales după prima intervenţie (înlocuire de pivot-bucşă) de unde trebuie dedus faptul că la reparaţii se montează bucşe cu cota nominală în locaşe lărgite prin uzură, ceea ce duce la o şi mai accelerată uzură (se montează iniţial, cu distanţă între capetele bucşei rulate).

Comportarea capetelor de bară duce la concluzia necesităţii unei respectări severe a tehnologiei de fabricaţie şi a calităţii materialelor utilizate.

4. Concluzii

Rezultatele obţinute în urma studiului de fiabilitate a sistemului de direcţie al autocamioanelor urmărite permit să se tragă următoarele concluzii:

1. Distribuţia defectărilor urmează îndeaproape legea Weibull.

2. Din prelucrarea datelor rezultă că piesele componente ale sistemului de direcţie nu au o fiabilitate uniformă.

3. Fiind un subansamblu al autovehiculului, cu rol determinant în ceea ce priveşte securitatea în exploatare, frecvenţa şi intervalul la care se prevăd intervenţii, trebuie fixate pentru asigurarea refacerii condiţiilor tehnice înainte de a se ajunge la limita de uzură.

4. Astfel, pentru sistemul de direcţie se propune înlocuirea obligatorie a bucşelor în funcţie de rezultatele obţinute în acest studiu, şi anume la un parcurs de 75 000 km. Paralel cu aceasta trebuie înlocuite bucşele existente cu bucşe din ţeavă şi efectuate probe în vederea determinării fiabilităţii noii construcţii. Pentru capetele de bară trebuie respectată cu stricteţe tehnologia de fabricaţie şi calităţile materialelor utilizate. Pentru toate subansamblurile trebuie modificate radical tehnologiile de reparaţie, în vederea realizării de parcursuri de funcţionare comparabile cu cele ale pieselor noi (cel puţin la primul ciclu de reparaţii).

5. În general acest studiu justifică pe deplin necesitatea urmăririi fiabilităţii înaintea lansării în fabricaţia de serie a produselor deoarece:

— asigură determinarea fiabilităţii produsului pe subansamblurile principale, în funcţie de comportarea pieselor principale ale acestora;

— identificarea punctelor slabe permite din timp luarea unor măsuri constructive sau tehnologice pentru eliminarea acestora şi uniformizarea fiabilităţii întregului subansamblu;

— un sistem de întreţinere şi revizii, bazat pe calcule de fiabilitate, permite determinarea intervalelor de intervenţie, cu precizarea volumului de

manoperă şi a materialelor de consumat, evitînd apariţia defectărilor în lanţ provocate de aprecierea uneori subiectivă a necesităţii intervenţiei şi consumarea de manoperă şi material acordate sub formă globală ;

— planul de aprovizionare cu piese de schimb se va putea întocmi pe baza unor date reale, determinate prin calcule.

BIBLIOGRAFIE

1. *Untaru M., Cîmpeanu V., Seitz N., Soare I.*, Automobile, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1968.
2. *Vigier, M.*, L'interpretation d'essais d'endurance grace aux tehniques de fiabilité. In : Ingénieurs de l'automobile, fevrier, 1965.
3. * * * Normative privind controlul tehnic, întreţinerea, reparaţiile curente, rulajul anvelopelor, consumul de combustibil şi ulei şi reparaţiile capitale şi generale de agregate pentru parcul de automobile şi remorci-auto. Bucureşti, 1968.

CZ ;621.43.018.3

Particularităţile bilanţului energetic la un motor cu supraalimentare înaltă

Conf. dr. ing. Tiberiu **NAGY** ; conf. dr. ing. Dan **ABĂITANCEI** ; şef lucrări dr. ing. Gheorghe **RADU** – Universitatea – Braşov ;
ing. Mandi **MARCOVICI** ; ing. Liviu **LUTZA** ; ing. Alexandru **WITKOVSKA** – Intreprinderea „23 August" – Bucureşti

1. Consideraţii teoretice

Bilanţul energetic al motorului analizează distribuţia căldurii degajate de combustibil după aspectul pierderilor de căldură şi a căldurii transformate în lucru mecanic efectiv. El permite stabilirea cauzelor înrăutăţirii utilizării căldurii în motor şi indică cel mai raţional mijloc de ridicare a economicităţii termice a motorului. În afara de acestea, cunoaşterea componenţilor bilanţului de căldură înlesneşte analizarea tensiunilor termice din piesele motorului, calcularea instalaţiei de răcire, precum şi posibilitatea utilizării căldurii gazelor de evacuare, acest ultim considerent fiind foarte important pentru motoarele cu supraalimentare.

Forma generală a ecuaţiei bilanţului energetic se poate exprima în felul următor :

$$Q = Q_e + Q_r + Q_{ev} + Q_{rez} \qquad (1)$$

în care :

Q — este căldura degajată prin arderea combustibilului ;
Q_e — căldura echivalentă cu lucrul mecanic efectiv ;
Q_r — căldura transmisă mediului de răcire ;
Q_{ev} — căldura evacuată cu gazele arse şi
Q_{rez} — termenul rezidual al bilanţului energetic, egal cu toate celelalte pierderi, neincluse în primii trei termeni ai părţii drepte a ecuaţiei.

Termenul Q_r în cazul de faţă conţine şi o parte a căldurii preluate de ulei şi cedate răcitorului de ulei, astfel încît :

$$Q_r = Q_{ra} + Q_{ru} \qquad (2)$$

unde :

Q_{ra} este căldura transmisă apei de răcire şi
Q_{ru} — căldura transmisă uleiului şi apoi cedată răcitorului de ulei.

Astfel, ecuaţia (1) are următorul aspect cu înlocuirea lui (2) în locul termenului Q_r :

$$Q = Q_e + Q_{ra} + Q_{ru} + Q_{ev} + Q_{rez}. \qquad (3)$$

Repartiţia căldurii degajate prin arderea combustibilului între diverşi termeni ai bilanţului energetic depinde de sarcina motorului, de turaţie, de dimensiunile cilindrului, de raportul de comprimare, de tipul instalaţiei de răcire, de gradul de supraalimentare etc.

În vederea evidenţierii eficienţei proceselor de transformare termică din motor, paralel cu bilanţul energetic este util să se determine şi cantitatea de căldură echivalentă cu lucrul mecanic indicat. În acest fel se poate separa partea din căldură care se atribuie pierderilor mecanice din motor, atît datorită lucrului mecanic de frecare cît şi lucrului mecanic cheltuit pentru antrenarea anexelor motorului.

În scopul obţinerii unei temperaturi mai scăzute a gazelor de evacuare şi deci pentru a se încadra în limitele admise pentru această mărime de control, la motoarele cu grad de supraalimentare înalt se prevede de obicei răcirea aerului comprimat înaintea intrării în cilindrii motorului. În mod implicit această răcire a aerului poate mări şi puterea motorului, chiar dacă din cauza rezistenţei schimbătorului de căldură apar pierderi hidraulice suplimentare pe traseul de curgere a aerului.

În acest sens este utilă compararea eficienţei răcirii aerului cu valoarea pierderilor de presiune în schimbătorul de căldură, care se realizează cu ajutorul a doi coeficienţi :

— coeficientul pierderilor de presiune în schimbătorul de căldură :

$$\sigma_R = \frac{P_{SC}}{P_{SK}} = 1 - \frac{\Delta P_S}{P_{SK}} \qquad (4)$$

unde : ΔP_S reprezintă căderea de presiune în schimbătorul de căldură, iar P_{SK} presiunea de comprimare, şi

— coeficientul de eficienţă al schimbătorului de căldură :

$$E_R = \frac{\Delta t_{ar}}{\Delta t_c},$$

unde : $\Delta t_{ar} = t_{ari} - t_{are}$ este scăderea de temperatură în schimbătorul de căldură şi $\Delta t_c = t_{ari} - t_0$ — creşterea de temperatură în compresor.

2. Metodica, instalaţia şi aparatura de cercetare

În vederea determinării componentelor bilanţului energetic, instalaţia experimentală a fost prevăzută cu debitmetru şi termometre pentru determinarea pierderilor de căldură prin răcire, cu un aparat cu diafragmă pentru determinarea consumului de aer, cu un aparat pentru determinarea consumului de combustibil, cu o frînă hidraulică, cu termocuple pentru măsurarea temperaturii gazelor de evacuare.

Încercările experimentale s-au efectuat pe motorul M 836 SR fabricat de Întreprinderea „23 August" — Bucureşti, prevăzut cu o turbosuflantă pentru supraalimentare la o presiune de 2,4 — 2,5 kgf/cm^2 la regimul nominal. Este un motor cu injecţie directă, cu camera de ardere în piston. Puterea nominală a motorului este de 720 CP la 1500 rot/min, iar cilindreea $V = 29{,}5$ dm^3. Raportul de comprimare este de 13,4 şi se realizează o presiune medie efectivă de 14,5 kgf/cm^2.

Bilanţul energetic al motorului s-a determinat pentru ambele variante de arbore cu came cu care s-au efectuat şi lucrările de optimizare ale unghiului de baleiaj :

— varianta de arbore cu came codificată 115, la care unghiul de avans la deschiderea supapei de admisie înaintea pmi este de 55° RAC şi unghiul de întîrziere la închiderea supapei de evacuare după pmi de 60° RAC, deci suprapunerea fazelor de distribuţie 115° RAC ;

— varianta de arbore cu came codificată 120, la care unghiul de avans la deschiderea supapei de admisie este egal cu unghiul de întîrziere la închiderea supapei de evacuare şi anume cu 60°RAC, deci o suprapunere de 120°RAC.

Măsurătorile s-au efectuat pe caracteristica de turaţie a motorului la două sarcini şi anume 100, respectiv 50 %.

3. Rezultate experimentale

Din analiza diagramelor pentru bilanţul energetic se poate desprinde în primul rînd pentru ambele variante de arbore cu came şi la toate regimurile de lucru, cantitatea de căldură ridicată care se transformă în lucru mecanic efectiv, aceasta fiind o particularitate pozitivă a motoarelor supraalimentate şi mai ales la un grad înalt, cum este şi cazul motorului analizat. Astfel, din figura 1 rezultă că 36—39 % din căldura degajată prin arderea combustibilului se transformă în lucru mecanic efectiv la varianta de arbore cu came 120 şi regimul de sarcină 100 %. În acest fel este explicabil de ce motorul are o economicitate aşa de bună. Economicitatea motorului se înrăutăţeşte cu scăderea turaţiei, în primul rînd din cauza creşterii căldurii pierdute prin răcire (apă şi ulei) şi a căldurii evacuate prin radiaţie (cuprinse în termenul rezidual Q_{rez}). În ceea ce priveşte cantitatea de căldură pierdută prin evacuarea gazelor arse, ea se menţine tot la valorile apropiate de mărimile inferioare pentru asemenea pierderi, fapt ce se datoreşte în mare măsură gradului înalt de supraalimentare şi măsurilor ce s-au luat pentru răcirea aerului comprimat.

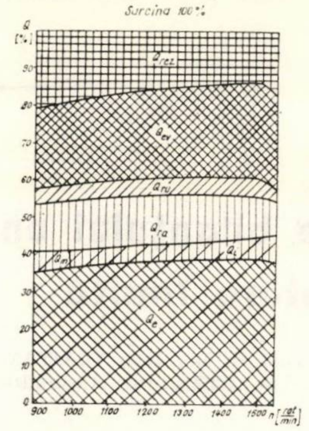


Fig. 1 — Componentele bilanţului energetic la sarcină 100 %

Valoarea relativă a pierderilor de căldură într-o oarecare măsură se modifică la sarcina de 50 % (fig. 2), cînd creşte căldura relativă pierdută prin răcire şi scade căldura relativă pierdută prin evacuare şi termenul rezidual. Creşterea lui Q_r se explică prin faptul că debitul de apă şi ulei funcţie de sarcină nu se schimbă, iar diferenţele de temperatură nu se modifică proporţional cu sarcina, ceea ce în final va duce la creşterea relativă a căldurii pierdute prin răcire. Căldura reziduală şi Q_{ev} scade, deoarece scade şi nivelul termic al motorului cu micşorarea sarcinii, şi aceasta are loc într-o proporţie mai accentuată decît micşorarea sarcinii.

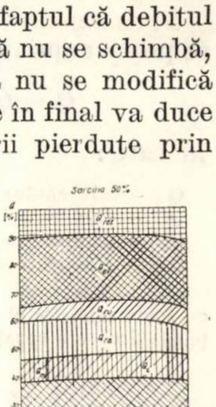


Fig. 2 — Componentele bilanţului energetic la sarcina 50 %

Bilanţurile energetice rămîn aproximativ identice şi pentru arborele cu came 115, baleiajul neputînd influenţa într-o măsură mare *acest* proces.

În general se poate aprecia că repartizarea căldurii pe componente se face corect, fiecare „termen termic" fiind soluţionat la eficienţa sa maximă.

În diagramele prezentate s-a figurat şi căldura relativă transformată în lucru mecanic indicat, de unde rezultă că la sarcina 100 % în intervalul de turaţie de 950—1500 rot/min, din cantitatea totală de căldură se transformă în căldură indicată 41÷45 %, iar la sarcina 50 % se transformă 47,5—48,5 %. Rezultă din diferenţa între Q_i şi Q_e cantitatea de căldură consumată pentru pierderi mecanice, şi care este de aproximativ 5 % la sarcină 100 % şi de 7,5—8,0 % la sarcină 50 %. Din nou se poate remarca faptul că motorul are pierderi mecanice relativ mici, şi cum o mai mare parte din aceste pierderi reprezintă frecările care produc tot căldură preluată în mare parte de ulei, este logică echivalenţa valorică aproape totală între Q_{ru} şi Q_m.

În paralel cu bilanţul energetic al motorului s-a studiat şi eficienţa răcirii aerului comprimat, în care scop în figura 3 s-a prezentat variaţia căldurii care trebuie preluată de schimbătorul de căldură aer-apă, funcţie de turaţia motorului şi la sarcinile de 100 şi 50 %. Se poate observa o scădere destul de accentuată a căldurii cedate de aerul comprimat apei de răcire cu micşorarea turaţiei, în special la sarcina 100 %. De asemenea, în scopul evidenţierii ponderii căldurii preluate de la aerul comprimat de către apa de răcire (s-a utilizat în timpul încercărilor un circuit separat) în cazul cînd se utilizează chiar instalaţia de răcire a motorului, s-au trasat şi curbele de variaţie pentru căldura de răcire, exprimată faţă de căldura preluată de sistemul de răcire a motorului. În acest fel se poate deduce că pentru a avea o răcire eficientă în special la sarcini mari este necesar să fie răcită apa utilizată în schimbătorul de căldură cu o instalaţie care să aibă o capacitate de răcire aproximativ de 20—25 % din capacitatea sistemului de răcire al motorului.

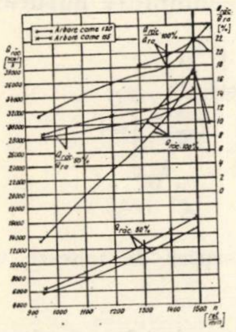


Fig. 3 — Variaţia căldurii preluate de schimbătorul de căldură şi a raportului $Q_{răc}/Q_{ra}$ funcţi de turaţie

Eficienţa răcirii este comparată cu pierderile de presiune în schimbătorul de căldură în figura 4, unde se poate vedea că valoarea coeficientului pierderilor de presiune σ_R este relativ ridicată, deci pierderile hidraulice sînt mici, iar eficienţa răcirii este mulţumitoare, coeficientul E_R avînd valori între 0,70 şi 0,75 la sarcina 100 % şi între 0,75 şi 0,78 la sarcina 50 %. Eficienţa răcirii este mai bună la sarcina 50 % datorită valorii mai reduse a gradului de comprimare a aerului în compresor.

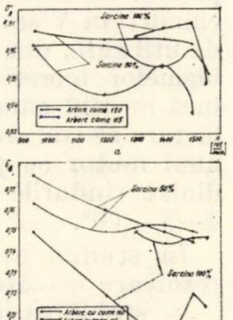


Fig. 4 — Variaţia coeficientului pierderilor de presiune σ_R şi a coeficientului de eficienţă al schimbătorului de căldură E_R funcţie de turaţie.

4. Concluzii

Analizînd bilanţul energetic al motorului se pot desprinde următoarele concluzii:

a) Motorul analizat prezintă un randament efectiv ridicat, aceasta fiind o consecinţă directă a gradului înalt de supraalimentare, realizat prin recuperare unei părţi din căldura evacuată cu gazele arse în turbosuflanta motorului.

b) Pierderile de căldură la fiecare component în parte sînt în corelaţie cu valorile optime respective.

c) Eficienţa răcirii aerului comprimat este bună, schimbătorul de căldură avînd în acelaşi timp şi o rezistenţă hidraulică redusă.

◆

CZ :621.432

Contribuţii privind echilibrarea motorului cu patru cilindri în V la 60°

Conf. dr. ing. Dan **ABĂITANCEI** –
Universitatea – Braşov

0. Introducere

Avantajele principale ale motoarelor cu cilindri în V i-au determinat pe constructori să extindă sfera de aplicabilitate şi la motoarele cu un număr mai mic de cilindri (şase sau patru). În ceea ce priveşte motoarele cu patru cilindri în V se remarcă încă un cadru restrîns de utilizare, din care cauză o bună parte a problemelor teoretice legate de dinamica acestora încă nu sînt cunoscute. Datorită acestui fapt în lucrare se tratează problemele de echilibrare ale unui motor cu patru cilindri în V cu unghiul dintre rîndurile de cilindri de 60°, prescurtat 4–V–60°.

În studiul care urmează se propun pentru rezolvare următoarele obiective:

— stabilirea ordinii de lucru care să conducă la repartizarea optimă a aprinderilor;

— stabilirea forţelor şi momentelor care pot fi echilibrate cu contragreutăţi;

— stabilirea mărimii contragreutăţilor.

1. Ordinea de lucru

Pe baza schemei ansamblului mecanismului motor prezentate în figura 1, s-a întocmit schema de lucru *a* din figura 2. Pentru a satisface condiţia cinematică de funcţionare a motorului, decalajul de punct mort între cele două rînduri este de 60°RAC.

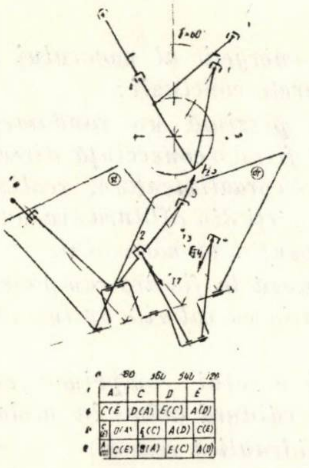


Fig. 1 Schema cinematică a motorului

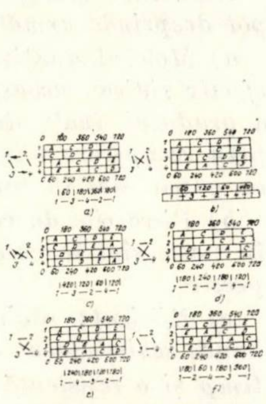


Fig. 2. Schema pentru stabilirea ordinii de lucru

Sînt posibile şase variante ale ordinii de aprindere. Cu notaţiile din figura 2 se poate accepta oricare din variantele *d*: 1–2–3–4–1 sau *e*: 1–4–3–2–1, care sînt echivalente. Pentru ambele variante neuniformitatea aprinderilor este minimă faţă de celelalte posibile. Se propune varianta *d*: 1–2–3–4–1.

2. Echilibrarea forţelor de inerţie şi a momentelor acestor forţe:

2.1. Echilibrarea forţelor de inerţie a maselor rotitoare

Forţa de inerţie a maselor rotitoare corespunzătoare unui grup de cilindri care acţionează pe acelaşi maneton este:

$$F_r = m_r\, r\, \omega^2 = (m_c + 2\, m_2)\, r\, \omega^2 \quad (1)$$

unde:

m_r este masa cu mişcare de rotaţie;
m_c — masa neechilibrată a cotului;
m_2 — masa părţii din bielă cu mişcare de rotaţie;
r — raza manivelei;
ω — viteza unghiulară a arborelui cotit.

Pentru arborele încărcat conform schemelor din figura 3, rezultanta forţelor F_r este:

$$\Sigma F_r = (F_r)_{1,3} + [-(F_r)_{2,4}] = 0 \quad (2)$$

În concluzie, forţele F_r sînt echilibrate natural.

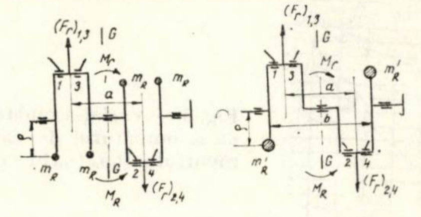


Fig. 3. Echilibrarea momentelor forţelor de mişcare de rotaţie *Mr*

2.2. Echilibrarea momentelor forţelor de inerţie a maselor rotitoare

Momentul rezultant creat de forţele de inerţie a maselor rotitoare F_r acţionează într-un plan fix faţă de arborele cotit, se roteşte împreună cu acesta şi are valoarea:

$$M_r = (F_r)_{1,3}\cdot a = m_r\, r\, \omega^2 a = (m_c + 2 m_2)\, r\, \omega^2 a \quad (3)$$

Acest moment poate fi echilibrat complet cu ajutorul contragreutăţilor, ca să creeze un moment M_R egal şi de sens contrar cu M_r, adică $M_r = M_R$.

— pentru schema din figura 3 a.

$$(m_c + 2\,m_2)\,r\omega^2 a = 2\,m_R\,\rho\omega^2 a$$

$$m_R = \frac{1}{2}(m_c + 2\,m_2)\frac{r}{\rho} \qquad (4)$$

— pentru schema din figura 3 b

$$(m_c + 2\,m_2)\,r\omega^2 a = m'_R\,\rho\omega^2 b$$

şi atunci

$$m'_R = (m_c + 2\,m_2)\,\frac{r}{\rho}\cdot\frac{a}{b}. \qquad (5)$$

În concluzie, momentul rezultant al forţelor F_r poate fi echilibrat cu contragreutăţi montate pe arborele cotot după una din schemele din figura 3.

2.3. Echilibrarea forţelor de inerţie a maselor cu mişcare de translaţie

Pentru studiul echilibrării forţelor cu mişcare de translaţie se consideră motorul în V ca fiind alcătuit din două motoare cu cilindri în linie cu un număr $i/2$ cilindri faţă de numărul i de cilindri ai motorului în V. Rezultanta forţelor de inerţie pentru întregul motor se va determina ca suma rezultantelor forţelor din fiecare linie. Însumarea se va face ca şi cum ar fi cazul unui motor cu doi cilindri în V sub unghiul γ.

Pentru cazul luat în studiu, pe fiecare linie va fi vorba de echilibrarea unui motor cu doi cilindri în linie, cu unghiul între manivele de 180°.

Forţa de inerţie a maselor cu mişcare de translaţie F_t a unui monocilindru, pentru mecanismul bielă-manivelă axat, avînd în vedere expresia exactă a acceleraţiei pistonului, se poate calcula după ecuaţia :

$$F_t = C_1 \cos\alpha + C_2 \cos 2\,\alpha + C_4 \cos 4\,\alpha + \\ + \ldots + C_p \cos p\alpha \qquad (6)$$

unde : $p = 1,2,4,6,\ldots$ şi $C = m_t\, r\, \omega^2$, în care m_t este masa de translaţie.

Pentru un motor în patru timpi cu doi cilindri în linie, armonicele forţelor de inerţie care rămîn neechilibrate sînt date de relaţia $p = ki$ indicată în lucrarea [2], unde i este numărul de cilindri, iar $k = 1,2,3,4,\ldots$

Pentru $i = 2$, $p = 2k$, de unde la diversele valori ale lui k rezultă $p = 2,4,6,\ldots$. Deci toate armonicele pare rămîn neechilibrate.

În concluzie, forţele de inerţie de ordinul I se echilibrează natural (fig. 4), celelalte armonice de ordin superior se însumează, iar rezultanta lor nu se poate echilibra cu contragreutăţi montate pe arborele cotit.

2.4. Echilibrarea momentelor forţelor de inerţie a maselor cu mişcare de translaţie

Asupra motorului lucrează momentul rezultant $(M_I)_{rez}$ ca sumă a momentelor care acţionează în fiecare linie de cilindri.

Pentru calcul se alege sensul pozitiv al momentelor, sensul în care linia de cilindri ar fi răsturnată din faţă în spate (fig. 4b).

În linia de cilindri din stînga (fig. 4b) acţionează momentul

$$M_{1,2} = F_{I1}\cdot a = a\,C\cos\alpha \qquad (7)$$

În linia de cilindri din dreapta acţionează momentul

$$M_{3,4} = F_{I3}\cdot a = a\,C\cos(\alpha - \gamma) \qquad (8)$$

Pentru determinarea momentului rezultant $(M_I)_{rez}$ se are în vedere schema din figura 5.

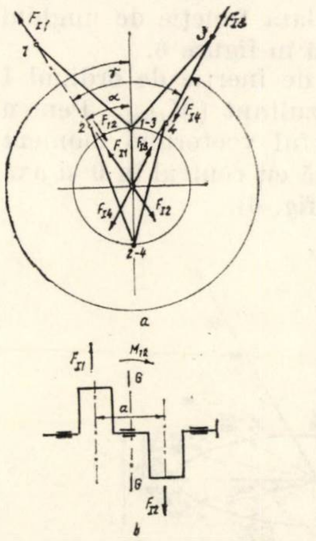


Fig. 4. Echilibrarea forţelor de inerţie de ordinul I a maselor cu mişcare de translaţie

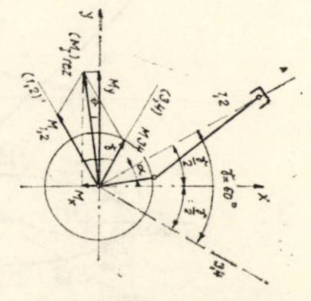


Fig. 5. Echilibrarea momentelor forţelor de inerţie a maselor cu mişcare de translaţie

Proiecţiile momentului rezultant pe axele de coordonate x, y, vor fi suma proiecţiilor corespunzătoare ale celor două momente pe aceste axe, avînd expresiile :

$$M_x = 2a\,C\sin\left(\alpha - \frac{\gamma}{2}\right)\sin^2\frac{\gamma}{2} \qquad (9)$$

$$M_y = 2a\,C\cos\left(\alpha - \frac{\gamma}{2}\right)\cos^2\frac{\gamma}{2} \qquad (10)$$

Momentul rezultant al forţelor de inerţie de ordinul I, $(M_I)_{rez}$, se determină acum din :

$$(M_I)_{rez} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \qquad (11)$$

Unghiul θ între direcţia momentului rezultant şi axa y este definit prin ecuaţia :

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{M_x}{M_y} = \operatorname{tg}\left(\alpha - \frac{\gamma}{2}\right) \operatorname{tg}^2 \frac{\gamma}{2} \qquad (12)$$

Particularizînd pentru cazul $\gamma = 60°$, ecuaţiile (9), (10), (11), (12) capătă forma :

$$M_x = \frac{1}{2} aC \sin(\alpha - 30°) \qquad (13)$$

$$M_y = \frac{3}{2} a\, C \cos(\alpha - 30°) \qquad (14)$$

$$(M_I)_{rez} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \qquad (15)$$

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{1}{3} a\, C \operatorname{tg}(\alpha - 30°)\cdot \qquad (16)$$

Epura descrisă de vîrful vectorului moment rezultant $(M_I)_{rez}$ calculată funcţie de unghiul de rotaţie cotit, se arată în figura 6.

În concluzie, forţele de inerţie de ordinul I creează un moment rezultant $(M_I)_{rez}$. Pentru un anumit unghi γ vîrful vectorului moment rezultant descrie o elipsă cu centrul în 0 şi axa mare plasată pe axa y (fig. 6).

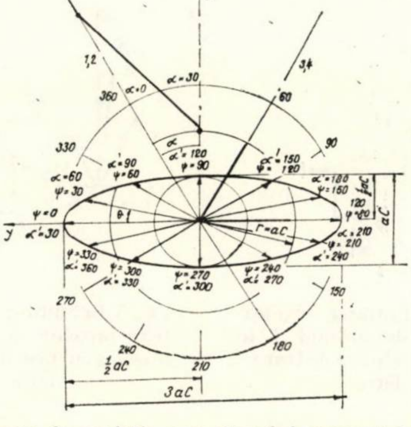


Fig. 6. Epura de variaţie a vectorului moment rezultant al forţelor de inerţie a maselor cu mişcare de translaţie

α – unghiul manivelei ; α′ – poziţia vectorului (M_J) *rez.* corespunzător unghiului α′ ; Ψ – δ – 30°

Echilibrarea momentului rezultant $(M_I)_{rez}$. Efectul acestui moment poate fi ameliorat prin montarea unor contragreutăţi pe arborele cotit, care creează un moment rezultant M_T constant ca mărime, al cărui vector se roteşte împreună cu arborele cotit cu aceeaşi viteză unghiulară ω şi care acţionează în sens contrar faţă de $(M_I)_{rez}$.

În acelaşi sistem de coordonate x, y şi cu acelaşi unghi de referinţă θ, componentele pe cele două axe de coordonate vor fi :

$$M_{Tx} = -\, M_T \sin \theta \qquad (17)$$

$$M_{Ty} = -\, M_T \cos \theta \qquad (18)$$

Proiecţiile momentului rămas neechilibrat M_N în urma acţiunii contragreutăţilor se obţin prin însumarea proiecţiilor de aceleaşi nume a momentelor componente.

$$M_{Nx} = M_x + M_{Tx} \qquad (19)$$

$$M_{Ny} = M_y + M_{Ty} \qquad (20)$$

Mărimile maselor contragreutăţilor se vor determina funcţie de cota-parte posibil de echilibrat în fiecare caz, din egalitatea

$$M_T = K \cdot aC \qquad (21)$$

unde K reprezintă cota din valoarea constantă a. C din expresia momentului $(M_I)_{rez}$ care se consideră raţional a fi echilibrată.

Pentru echilibrarea cot cu cot (schema din figura 3 a), ţinînd seama că $C = m_t\, r\, \omega^2$, relaţia (21) devine :

$$2\, m_T\, \rho\, \omega^2\, a = K\, m_t\, r\, \omega^2\, a$$

de unde rezultă

$$m_T = \frac{K}{2} m_t \frac{r}{\rho} \qquad (22)$$

în care ρ reprezintă distanţa centrului de greutate a unei contragreutăţi faţă de axa de rotaţie.

Pentru schema din figura 3 b, ecuaţia (21) se poate scrie sub forma :

$$m'_T\, \rho\, \omega^2\, b = K\, m_t\, r\, \omega^2\, a$$

de unde :

$$m'_T = K m_t \frac{r}{\rho} \frac{a}{b} \qquad (23)$$

În acest studiu s-au avut în vedere două cazuri.

Cazul I. Se acceptă $K = \frac{1}{2}$; masele de echilibrare vor fi

$$m_T = \frac{1}{4} m_t \frac{r}{\rho} \quad (24) \quad \text{şi} \quad m'_T = \frac{1}{2} m_t \frac{r}{\rho} \frac{a}{b} \qquad (25)$$

Epura de variaţie a momentului rămas neechilibrat M_N este prezentată în figura 7.

Cazul II. Se acceptă $K = 1$.

$$m_T = \frac{1}{2} m_t \frac{r}{\rho} \quad (26) \quad \text{şi} \quad m'_T = m_t \frac{r}{\rho} \frac{a}{b} \quad (27)$$

Epura de variaţie a momentului rămas neechilibrat M_N în această variantă este prezentată în figura 8.

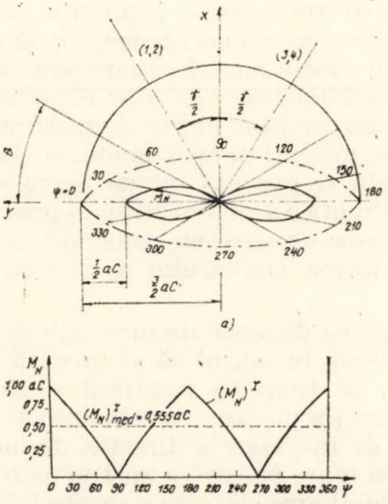

Cazul I K=1/2
x
(1,2)
(3,4)
r/2
r/2
30
60
90
120
150
180
210
240
270
300
330
ψ=0
M_N
y
1/2 aC
3/2 aC
a)
M_N
1,00 aC
0,75
0,50
0,25
(M_N)^I
(M_N)^I_med = 0,555 aC
0 30 60 90 120 150 180 210 240 270 300 330 360 ψ
30 60 90 120 150 180 210 240 270 300 330 360 30 α [°RAC]
b)

Fig. 7. Epura de variaţie a momentului M_N, cazul I

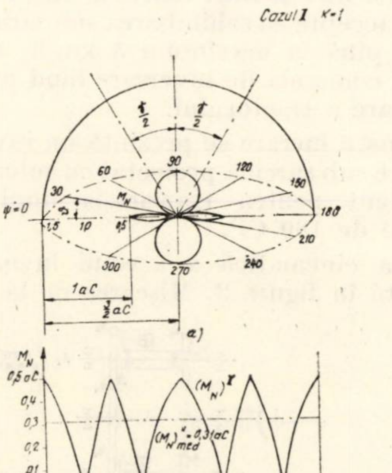

Cazul I K=1
r/2
r/2
30
60
90
120
150
180
210
240
270
300
ψ=0
M_N
1,5
1,0
0,5
1 aC
3/2 aC
a)
M_N
0,5 aC
0,4
0,3
0,2
0,1
(M_N)^I
(M_N)^I_med = 0,31 aC
0 30 60 90 120 150 180 210 240 270 300 330 360 ψ
30 60 90 120 150 180 210 240 270 300 330 360 30 α (°RAC)
b)

Fig. 8. Epura de variaţie a momentului M_N, cazul al II-lea

3. Stabilirea mărimii contragreutăţilor

Pe baza analizei expuse anterior urmează să se echilibreze numai acţiunea momentelor. Mărimea contragreutăţilor ce se montează pe prelungirea braţelor pentru echilibrarea momentului produs de forţele de inerţie a maselor cu mişcare de rotaţie şi echilibrarea parţială a momentului produs de masele cu mişcare de translaţie se obţin prin însumarea unor mărimi stabilite în capitolul 2.

— Echilibrarea cot cu cot (fig. 3 a)

— Cazul I (ecuaţiile 6 şi 24)

$$m_E = m_R + m_T = \frac{1}{2}\left(m_c + 2m_2 + \frac{1}{2} m_t\right)\frac{r}{\rho} \quad (34)$$

— cazul II (ecuaţiile 6 şi 25)

$$m_E = m_R + m_T = \frac{1}{2}(m_c + 2m_2 + m_t)\frac{r}{\rho} \quad (35)$$

— Echilibrarea în ansamblu (fig. 3 b)

— Cazul I, (ecuaţiile 7 şi 26)

$$m_E = m'_R + m'_T = \left(m_c + 2m_2 + \frac{1}{2} m_t\right)\frac{r}{\rho}\cdot\frac{a}{b} \quad (36)$$

— Cazul II (ecuaţiile 7 şi 27)

$$m_E = m'_R + m'_T = (m_c + 2m_2 + m_t)\frac{r}{\rho}\cdot\frac{a}{b} \quad (37)$$

Concluzii

În urma studiului efectuat se poate preciza că soluţia adoptată pentru arborele cotit din punct de vedere al echilibrării, prezintă următoarele particularităţi :

— forţele de inerţie ale maselor cu mişcare de rotaţie se echilibrează natural ;

— momentul determinat de aceste forţe se poate echilibra cu contragreutăţi ;

— se echilibrează natural numai forţele de inerţie ale maselor cu mişcare de translaţie de ordinul I, în timp ce armonicele superioare rămîn neechilibrate ;

— acţiunea momentului rezultat al forţelor de inerţie de ordinul I poate fi numai ameliorată cu contragreutăţi montate pe arborele cotit.

BIBLIOGRAFIE

1. *Abăitancei, D.* — Echilibrajul motoarelor pentru automobile şi tractoare. Calcul şi metode de realizare. In : Cursuri postuniversitare. Universitatea din Braşov, 1972.

2. *Bărănescu, G.* — Cercetări privind echilibrajul motoarelor cu ardere internă. Teză de doctorat, Institutul politehnic ,,Gh. Gheorghiu-Dej'', Bucureşti, 1967.

3. *Biezeno, C.B.* şi- *Grammel, R.* — Technische Dynamik, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1971.

4. *Mărdărescu, R., Hoffmann, V., Abăitancei, D.* — Motoare pentru automobile şi tractoare. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1968.

CZ :629.114.2–578

Contribuţii la realizarea unui inversor cu cuplare sub sarcină pentru tractoarele industriale

Ing. Ioan STANCIU –
ICPAT – Braşov.

Mecanizarea lucrărilor pe şantierele de construcţii este de neconceput fără utilizarea tractoarelor industriale. Principala tendinţă în construcţia unor asemenea utilaje este asigurarea unor productivităţi din ce în ce mai mari, deziderat care se realizează nu numai prin sporirea capacităţilor de lucru pe baza folosirii unor motoare mai puternice, ci şi prin asigurarea unei mănevrabilităţi mai uşoare a utilajului, prin reducerea efortului depus de conducător la acţionarea diferitelor comenzi şi ca urmare prin reducerea oboselii acestuia. Toate aceste condiţii se îndeplinesc prin utilizarea pe tractoarele industriale a unor cutii de viteze hidromecanice cu schimbarea sub sarcină, deoarece la ritmul şi intensitatea cu care se lucrează în aceste cazuri, cînd se cer schimbări foarte dese de viteze şi de sens, cu cutiile de viteze mecanice clasice nu se sătisfac condiţiile de productivitate impuse. Spre exemplificare se analizează ciclul de lucru al unui încărcător frontal care încarcă basculante dintr-un depozit sau dintr-un front de lucru înalt (fig. 1).

După ce cupa a fost umplută în poziţia 1 tractoristul decuplează ambreiajul, schimbă pentru mers înapoi şi apoi recuplează. Ajuns în poziţia 2, tractoristul decuplează ambreiajul, schimbă pentru mers înainte, recuplează, deplasîndu-se către basculantă (poziţia 3). Lîngă basculantă tractorul se opreşte, se descarcă cupa, se schimbă sensul către înapoi pentru deplasarea către poziţia 2, unde urmează o nouă schimbare de sens însoţită de o cuplare şi o decuplare.

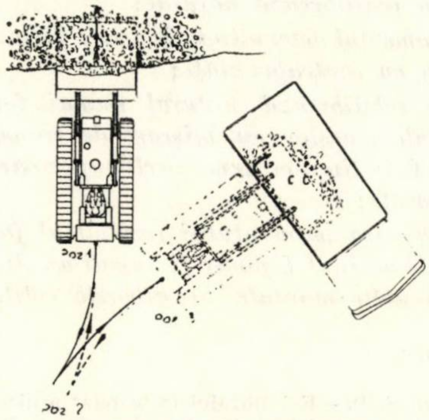


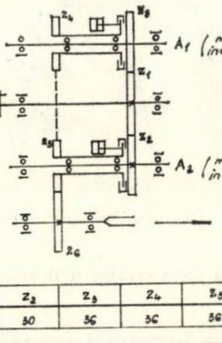
Fig. 1. Schema ciclului de lucru

Rezultă că într-un singur ciclu se fac patru inversări de sens şi cîte şase cuplări şi decuplări de ambreiaj, ceea ce corespunde cu 16 mişcări executate de tractorist (s-a presupus cazul unei cutii de viteze mecanice clasice). Prin utilizarea cutiilor de viteze cu schimbare sub sarcină, la care atît schimbarea vitezelor cît şi a sensului de deplasare se face foarte comod, cu eforturi mici, prin mişcări scurte manuale, la un asemenea ciclu se execută numai patru schimbări de sens. Practica a demonstrat că prin existenţa unui inversor de sens cu comandă sub sarcină productivitatea tractorului a crescut cu circa 20 %.

Schimbarea direcţiei de mers sub sarcină trebuie înţeleasă în sensul că se execută o singură comandă, în timp ce tractorul se deplasează încă în direcţia pe care o are înainte de primirea comenzii de inversare a direcţiei de mers. Dată fiind masa mare pe care o au tractoarele industriale, schimbarea de sens sub sarcină nu ar fi raţională în toate treptele de viteze, deoarece ar conduce la dimensiuni de gabarit mari ale ambreiajelor, la debite de răcire mari şi la un regim termic de solicitare foarte intens. Din acest motiv se acceptă ca schimbarea sub sarcină să se realizeze pînă la maximum 5 km/h, la viteze mai mari comanda de inversare fiind precedată de o frînare a tractorului.

În această lucrare se prezintă un inversor cu schimbare sub sarcină proiectat cu subansamblu independent pentru transmisia unui tractor industrial de 180 CP.

Schema cinematică a acestui inversor este prezentată în figura 2. Mişcarea de la arborele motor poate fi transmisă către arborele de ieşire prin două lanţuri cinematice cu roţi dinţate, care diferă prin numărul de roţi dinţate şi



Simbolul roţii	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6
Numărul de dinţi	35	30	36	36	36	36

Roţile dinţate care se angrenează		Raportul de transmitere
Mers înainte	$z_1 - z_3$; $z_4 - z_6$; $z_5 - z_6$	1,03
Mers înapoi	$z_1 - z_2$; $z_5 - z_6$	0,858

Fig. 2. Schema cinematică a inversorului

raportul de transmitere (tabelul din figura 2), cuplarea unuia sau altuia din lanţurile cinematice realizîndu-se prin două ambreiaje: A_1 (pentru mers înainte) şi A_2 (pentru mers înapoi) de tipul multidisc, cu comandă hidraulică şi răcire sub presiune. O secţiune printr-un asemenea ambreiaj este prezentată în figura 3.

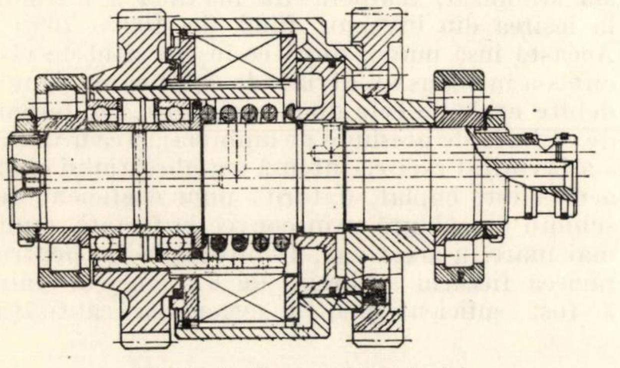


Fig. 3. Secţiunea prin ambreiaj

Discurile conducătoare sînt confecţionate din oţel arc tratat. Pentru aşezarea corectă a suprafeţelor de frecare la cuplare s-a mărit elasticitatea discului prin executarea unor fante radiale (patru la interior şi patru la exterior). Discurile conduse sînt acoperite cu material de frecare sinterizat, fiind realizate în condiţii de laborator la ICEM — Bucureşti.

Schema hidrostatică de comandă şi răcire este prezentată în figura 4. Comanda inversării sensului de mers se realizează prin simpla deplasare a sertarului distribuitorului *D*, prin intermediul unei manete plasate la postul de conducere al operatorului. Distribuitorul asigură şi poziţia neutră, deci de menţinere a tractorului în poziţia de staţionare.

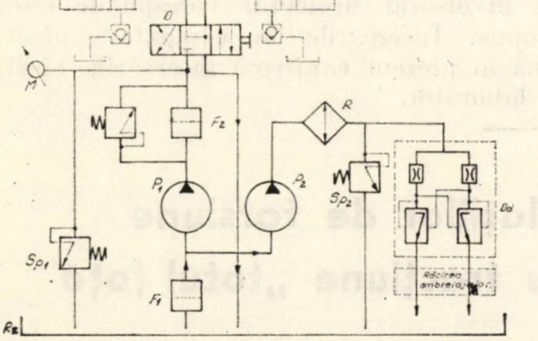


Fig. 4. Schema hidrostatică a instalaţiei de comandă şi răcire

0 — distribuitor de comandă; R_z — rezervor de ulei; F_1 — filtru grosolan; P_1 — pompa cicrcuitului de comandă; P_2 — pompa circuitului de ungere + răcire; Sp_1 — supapa de suprapresiune; M — manometru; F_2 — filtru fin Dd — divizor de debit; A_1; A_2 — cilindrii cuplajelor mers — înainte, mers-înapoi; R — răcitor de ulei; Sp_2 — supapă de suprapresiune.

După realizarea fizică a modelului experimental, acesta a fost supus la încercări în laborator în vederea:

— stabilirii une metodici de încercare în laborator a inversorului, prin reproducerea pe stand a fenomenului de inversare, cantitativ şi calitativ, pentru verificarea funcţională a inversorului şi încercarea la durabilitate;

— furnizării unor date necesare la proiectarea unui produs nou, cum sînt: cuplul de frecarea capabil; legea de variaţie a presiunii de comandă; dinamica tractorului în regimul tranzitoriu; schematizarea fenomenului de ambreiere — debreiere, pentru obţinerea parametrilor necesari la calcularea lucrului mecanic de patinare.

Întrucît presiunea în ambreiajul care se decuplează scade brusc la zero în momentul primirii comenzii de decuplare, datorită existenţei unei supape de descărcare în cilindrul de acţionare a ambreiajului, rezultă că fenomenul de inversare poate fi redus la studierea fenomenului de cuplare a ambreiajului care primeşte comanda de cuplare.

Modelul dinamic al standului de încercare este prezentat în figura 5. Momentele rezistente la arborele condus al ambreiajului sînt cele datorite inerţiei maselor în mişcare de translaţie şi rotaţie şi cele datorite rezistenţei la rulare şi la pantă ale tractorului. Deoarece valoarea momentelor rezistente la rulare şi la pantă reduse la arborele condus al ambreiajelor au valori mici pentru cazul concret al inversorului proiectat, în timpul încercărilor pe stand nu s-au mai luat în considerare. S-a admis în acest fel o încărcare suplimentară a ambreiajelor cu circa 10 %.

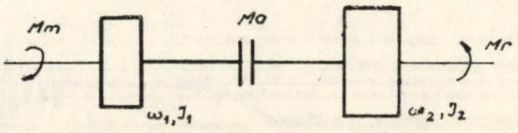


Fig. 5. Modelul dinamic pentru încercarea inversorului

Mm — momentul motorului; *Ma* — momentul din ambreiaj; I_1 — momentul de inerţie al motorului şi ambreiajului principal, redus la arborele conducător al ambreiajului inversorului; I_2 — momentul de inerţie al maselor în mişcare de translaţie şi rotaţie redus la arborele condus al ambreiajului inversorului; ω_1 — viteza unghiulară a arborelui conducător; ω_2 — viteza unghiulară a arborelui condus; *Mr* — momentul rezistent redus la arborele condus al ambreiajului

Standul prezentat în figura 6 cuprinde următoarele subansambluri: motorul diesel de antrenare, cu instalaţia de răcire de pe tractor; instalaţia hidrostatică de comandă şi răcire cu

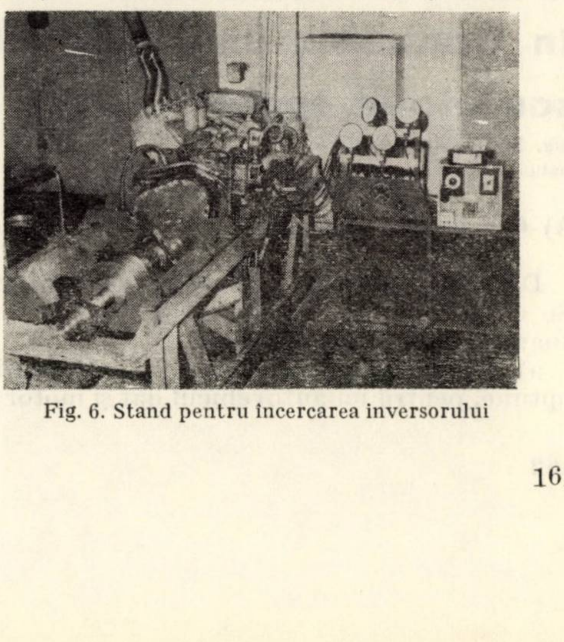


Fig. 6. Stand pentru încercarea inversorului

posibilități de urmărire a presiunii în circuitele de comandă și răcire la manometre, precum și cu posibilitățile de racordare, prin intermediul unor traductoare de presiune, la aparatul de înregistrare a variației presiunii în timpul inversării; instalația electrică de temporizare pentru comanda automată a inversării; traductoarele de cuplu rezistive, special construite pentru acest stand.

Fenomenul de inversare a putut fi studiat prin înregistrarea simultană a următoarelor mărimi: presiunile în cele două ambreiaje; turațiile la intrarea și ieșirea din inversor; cuplurile la intrarea și ieșirea din inversor. Un exemplu al unei asemenea înregistrări este prezentat în figura 7.

Regimul termic s-a urmărit prin măsurarea temperaturii uleiului de răcire, la intrarea și ieșirea din răcitor, precum și a temperaturii apei de răcire.

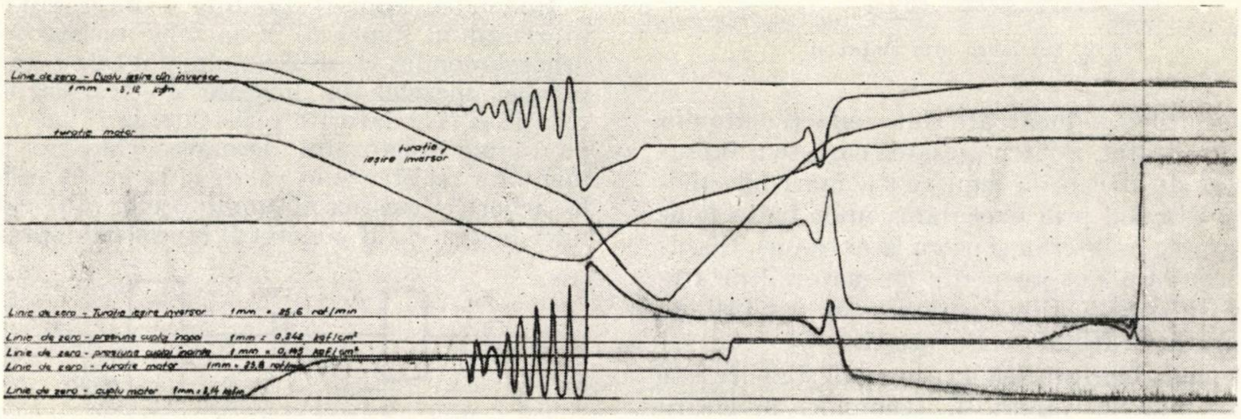


Fig. 7. Oscilografierea fenomenului de inversare

Inversorul a fost încercat pe stand timp de circa două sute de ore (aproximativ 23 200 de cuplări) la următorul regim:

— turația la intrarea în inversor de 2200 rot/min;
— masele de inerție echivalente treptei a treia a tractorului (viteza de 5 km/h);
— frecvența cuplărilor de 120 de cuplări pe oră pentru fiecare ambreiaj.

Uzura specifică a discurilor sinterizate rezultată în urma determinărilor a fost de 0,017g/CPh la o presiune efectivă de 12,14 kg/cm² și o viteză de patinare medie la începutul cuplării de 33,4 m/s. Valoarea uzurii specifice obținute pentru cazul cuplului de materiale prevăzut este comparabilă cu cea a unor materiale produse în alte țări. Regimul termic al ambreiajelor s-a stabilizat, temperatura maximă a uleiului la ieșirea din inversor fiind de 100 — 105°C. Aceasta însă numai după ce în circuitul de răcire s-a introdus un divizor de debit care asigură debite egale pe cele două ambreiaje, indiferent de căderea de presiune pe ambreiaj, și ca urmare s-a favorizat răcirea intensă a ambreiajului cînd acesta este cuplat, datorită unui coeficient de schimb de căldură prin convecție forțată mult mai mare în acest caz. Debitul specific pentru răcirea fiecărui ambreiaj de 8,7 cm³/cm² min a fost suficient pentru evacuarea cantității de căldură dezvoltate la cuplare de circa 1,5 Kcal/h. cm².

În urma încercărilor pe stand s-a constatat că inversorul proiectat corespunde scopului propus. Încercările în exploatare efectuate pînă în prezent confirmă încercările efectuate în laborator.

◆

CZ: 629.113.001.5

Frecvențele proprii și forma oscilațiilor de torsiune în transmisia unui autovehicul cu tracțiune „totul față” sau „totul spate”

ing. Marin MITRACHE –
Institutul de cercetări și proiectări de autoturisme – Pitești

A) Considerații generale

De obicei, în cazul proiectării unei transmisii de autovehicul se urmărește rezolvarea următoarelor două probleme:

a) Determinarea rapoartelor de transmitere optime, pentru un autovehicul dat și motor dat, în scopul obținerii performanțelor maxime funcție de destinația autovehiculului.

b) Dimensionarea elementelor astfel încît în condițiile de exploatare date și în condițiile economice de fabricație și exploatare să ofere o durabilitate maximă și condiții de confort admisibile.

Pentru dimensionare se impune o determinare cît mai exactă a forţelor şi momentelor care solicită transmisia.

Momentul de torsiune care acţionează în transmisie în orice regim de funcţionare poate fi considerat în general ca o sumă formată dintr-o valoare medie a momentului şi o amplitudine a variaţiei aleatoare a acestuia.

Valoarea sa medie se determină din parametrii constructivi ai autovehiculului şi din condiţiile de deplasare ale acestuia, din ecuaţia generală a mişcării;

$$F_t - (R_r + R_p + R_e) - R_d = 0 \tag{1}$$

unde : F_t este forţa de tracţiune

$R = R_r + R_p + R_e + R_d$ — rezistenţa la înaintare

Valoarea amplitudinii variaţiei momentului se determină considerabil mai greu prin calcul şi este foarte mult influenţată de parametrii constructivi ai transmisiei şi de factorii perturbatori din partea motorului şi ai drumului, factori care duc la vibraţii torsionale întreţinute sau autoîntreţinute în sistemul de transmisie.

Agregatele şi piesele care formează transmisia unui autovehicul, împreună cu organele motorului aflate în mişcare de rotaţie, cu roţile şi întreaga masă a autovehiculului, constituie un sistem elastic cu mai multe mase, care datorită schimbării regimului de viteză intră într-o mişcare oscilatorie de torsiune.

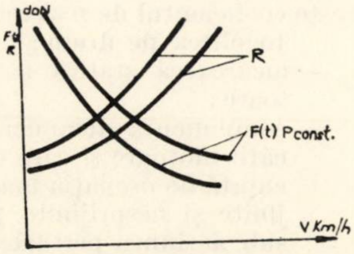


Fig. 1. Variaţia rezistenţei la înaintare şi a forţei de tracţiune funcţie de condiţiile de drum, respectiv gradul de admisie şi viteza automobilului

Dacă sistemul are n mase se obţine $n - 1$ frecvenţe proprii diferite de zero, care constituie spectrul frecvenţelor proprii.

Dacă frecvenţa de excitaţie K_ω (ω este viteza unghiulară a motorului, k — factor care ţine seama de armonicile motorului, de rapoartele schimbătorului de viteze, transmisiei principale, de raportul de transmitere introdus de transmisiile cardanice, de cuplajele rigide sau elastice, de abaterile de la coaxialitate etc.) sau Ω frecvenţa de excitaţie din partea drumului (funcţie de calitatea drumului, de viteza de deplasare a autovehiculului, de elementele ce definesc suspensia autovehiculului etc.) coincide cu una din frecvenţele proprii ale acestui sistem elastic, atunci se ajunge la un regim de rezonanţă într-un anumit domeniu de turaţii.

Aceste regimuri de rezonanţă sînt adesea cauza zgomotelor care apar în transmisie, zgomote care sînt provocate de mişcarea relativă a suprafeţelor laterale ale dinţilor roţilor dinţate şi care au o influenţă hotărîtoare asupra confortului de mers şi durabilităţii transmisiei.

Pentru eliminarea acestor fenomene nedorite este necesar să cunoaştem spectrul frecvenţelor proprii ale transmisiei, plasarea acesteia, ca eventual prin modificări de rigidităţi şi mase să plasăm aceste spectre în afara zonelor de funcţionare de regim, şi cînd nu este posibil acest lucru să putem plasa şi dimensiona amortizorii de vibraţii în zonele de eficienţă maximă.

Frecvenţele proprii de torsiune a sistemelor polimasice ale transmisiilor sînt influenţate de mai mulţi factori printre care amintim :

— masele şi repartiţia maselor care iau parte la mişcare (şi care pentru simplificare se consideră concentrate în diverse puncte) ;

— legăturile între mase care se consideră elastice — liniar (respectă legea lui Hooke) şi care în general prin măsurători au apărut că nu sînt liniare dar se pot liniariza ;

— cuplajele reactive de fixare a motorului, a cutiei de viteze, a transmisiei principale etc ;

— frecările interioare şi exterioare care constituie disipatori existenţi în mod independent şi care pot fi proporţionali cu θ^n ;

— jocurile în angrenaje, articulaţii, îmbinări etc.

Pentru determinarea spectrului frecvenţelor proprii şi influenţa diverşilor factori enumeraţi mai sus asupra acestora, este necesară constituirea modelului dinamic pornind de la sistemul fizic real al transmisiei şi condiţiile de funcţionare.

Determinările teoretice şi experimentale au arătat că pentru studiul vibraţiilor torsionale ale unui autovehicul este suficient să se studieze un sistem echivalent cu cinci mase pentru autocamioane şi autoturisme cu tracţiune clasică şi cu trei mase pentru autoturisme cu tracţiune ,,totul faţă'' sau ,,totul spate''.

B) Modelul dinamic echivalent pentru studiul vibraţiilor torsionale la un autovehicul ,,totul faţă'' sau ,,totul spate''

Transmisia unui autoturism cu tracţiune totul faţă sau totul spate poate fi modelată pentru studiul vibraţiilor torsionale ca în figura 2.

În figura 2 notaţiile au următoarea semnificaţie :

I_1 este momentul de inerţie redus al pieselor în mişcare de rotaţie sau translaţie din motor, împreună cu agregatele instalate pe acestea, inclusiv momentul de inerţie al volantului; se

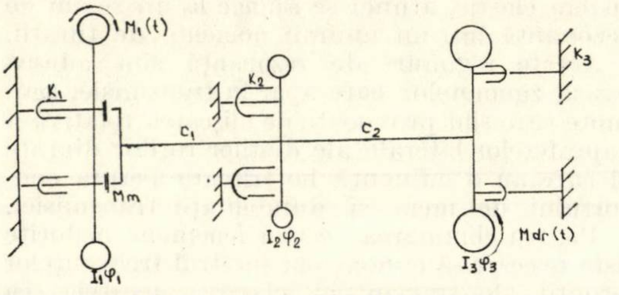


Fig. 2. Modelul dinamic pentru studiul vibraţiilor torsionale ale unui autovehicul ,,totul faţă'' sau ,,totul spate''

determină prin calcul sau experimental și este o mărime periodică de formă :

$$I_1 = I_0 + I_0 \left(\frac{\lambda}{2} \cos \omega t - \frac{1}{2} \cos 2 \omega t - \right.$$

$$\left. - \frac{\lambda}{2} \cos 3 \omega t - \frac{\lambda^2}{4} \cos 4 \omega t \right) \qquad (2)$$

$$\lambda = \frac{r}{l} \qquad (3)$$

unde : r este raza manetonului ;

l — lungimea bielei, dar se consideră totuși pentru calcule o mărime constantă ;

I_2 — momentul de inerţie al cutiei de viteze și diferenţialului, inclusiv al discului condus al ambreiajului în treapta de viteze considerată, redus la axul de ieșire, se determină prin calcul sau experimental ;

I_3 — momentul de inerţie global al roţilor motoare și momentul de inerţie al automobilului redus la axa roţii motoare.

$$I_3 = \frac{Ga}{g} r_d^2 + K I_r + I_{rm} \qquad (4)$$

unde : G_a este greutatea autoturismului ;
r_d — raza dinamică a roţii ;
k — numărul de roţi conduse ;
I_r — momentul de inerţie al roţii conduse ;
I_{rm} — momentul de inerţie al roţii conducătoare echivalente ;

c_1 — rigiditatea la torsiune a amortizorului torsional din ambreiaj a cutiei de viteze și diferenţialului, în treapta respectivă de viteze, redusă la axul de intrare ; se determină cel mai corect experimental ;

c_2 — rigiditatea convenţională la torsiune a transmisiei homocinetice echivalente și pneului echivalent, reduse la intrarea în cutia de viteze ; se determină corect experimental ;

k_1 — coeficientul de frecare echivalent al maselor cu moment de inerţie I_1 (frecare în lagărele arborelui cotit, frecarea segmenţilor etc.) ; se consideră liniar și se determină experimental prin determinarea frecărilor în motor ;

k_2 — coeficientul de frecare echivalent al maselor cu moment de inerţie I_2 (frecarea în rulmenţi, frecarea în lagăre, frecarea între dinţi, frecarea prin barbotaj etc.) ; se consideră liniar și se determină experimental prin determinarea frecărilor în cutia de viteze și diferenţial ;

k_3 — coeficientul echivalent de frecare în pneu și între pneu și șosea, considerat liniar ; se determină teoretic sau experimental ;

M_m — momentul de frecare uscată în amortizorul de vibraţii torsionale ;

$M_1(t)$ — momentul perturbator al motorului care este de formă :

$$M_1(t) = \sum_{k=1}^{k=2} A_k \sin (2 K \omega t + \varphi_k) +$$

$$+ \sum_{k=1}^{k=2} B_K \omega^2 \sin 2 K \omega t \qquad (5)$$

unde : A_k este amplitudinea momentului datorit gazelor ;
B_k — amplitudinea momentului datorit forţelor de inerţie ;
k — numărul armonicii ;

$M_{dr}(t)$ — moment rezistent la roţile motoare, variabil, și care se poate scrie sub forma :

$$M_{dr}(t) = r \cdot f_0 \cdot G_0 + r f_0 \cdot G(t) \qquad (6)$$

unde : f_0 este coeficientul de rezistenţă la rostogolirea pe drum ;
G_0 — încărcarea statică a roţii motoare ;
$G(t)$ — componenta dinamică a încărcării motoare și care este influenţată de oscilaţia maselor sprijinite și nesprijinite pe arcuri, sub acţiunea perturbaţiilor aleatoare ale drumului și vitezei de deplasare a autovehiculului.

$$M_m = r \cdot f_0 \cdot G_0 \qquad (7)$$

momentul mediu care în regim este egal cu momentul motor redus la roţile motoare.

C) Ecuaţiile mișcării

Pentru a ajunge la schema din figura 2 s-au făcut următoarele ipoteze simplificatoare :

— momentele de inerţie sînt ale unor mase concentrate ;

— legăturile rigide și elastice sînt imponderabile.

Studiul mișcării unui astfel de sistem mecanic polimasic se face cu ajutorul ecuaţiilor Lagrange de speţa a II-a.

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\delta T}{\delta q_i}\right) - \frac{\delta t}{\delta q_i} + \frac{\delta R}{\delta q_i} = \frac{\delta U}{\delta q_i} = Qi \quad i = 1,2,3 \qquad (8)$$

unde : q_i sînt coordonate generalizate ;
T este energia cinetică a sistemului ;
U — energia de deformaţie a sistemului ;
R — funcţia disipativă a lui Rayleigh
Q_i — forţa exterioară generalizată.

Aplicînd cele de mai sus pentru sistemul din figura 2, se obţine sistemul de ecuaţii diferenţiale :

$$\begin{aligned} & I_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + K_1 \dot{\varphi}_1 + \\ & + Mm \text{ sig } n (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = M_1 (t) \\ & I_2 \ddot{\varphi}_2 - C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + \\ & + K_2 \dot{\varphi}_3 - Mm \text{ sig } n (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = 0 \\ & I_3 \ddot{\varphi}_3 - C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + K_3 \dot{\varphi}_3 = M_{dr} (t) \end{aligned} \tag{9}$$

Cunoaşterea parametrilor mişcării oscilatorii a transmisiei presupune rezolvarea sistemului de mai sus, unde valorile $I_1 \ldots I_3$; $c_1 \ldots c_2$; $k_1 \ldots k_3$; $M_1(t)$ şi $M_{dr}(t)$ trebuie cunoscute pentru autovehiculul respectiv.

Cum însă spectrul frecvenţelor proprii este influenţat foarte puţin de existenţa disipatorilor de energie, de frecvenţa şi amplitudinea mişcării şi deci de solicitările în special în zonele de rezonanţă, pentru determinarea spectrului de frecvenţă se poate lua sistemul omogen fără disipare şi forţe perturbatoare.

$$\begin{aligned} & I_1 \varphi_1 + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ & I_2 \varphi_2 + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \\ & I_3 \ddot{\varphi}_3 + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \end{aligned} \tag{10}$$

Dacă adunăm ecuaţiile de mai sus se obţine relaţia :

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + I_2 \ddot{\varphi}_2 + I_3 \ddot{\varphi}_3 = 0 \tag{11}$$

care arată că momentul cinetic total al sistemului de propulsie este constant în timpul vibraţiei. Se poate considera nul dacă se exclude rotaţia ansamblului fără oscilaţii.

D) Spectrul frecvenţelor proprii şi forma oscilaţiilor

Luînd soluţii sinusoidale de formă :

$$\begin{aligned} & \varphi_i = A\, i \sin pt \\ & \ddot{\varphi}_i = - p^2 A i \sin pt \quad \mathrm{i}_1 = 1, 2 \ldots . 3 \end{aligned} \tag{12}$$

şi substituind aceste valori în ecuaţiile (10) se obţine sistemul algebric

$$\begin{aligned} & (- I_1 p^2 + C_1) A_1 - C_1 A_2 = 0 \\ & C_1 A_1 + (- I_2 p^2 C_1 + C_2) A_2 - C_2 A_3 = 0 \\ & C_2 A_2 + (- I_3 p^2 + C_2) A_3 = 0. \end{aligned} \tag{13}$$

în A_1, A_2, A_3.

Frecvenţele proprii ale sistemului se obţin din egalarea cu zero a determinantului caracteristic.

$$\Delta(p^2) = \begin{vmatrix} -I_1 p^2 + C_1 & -C_1 & 0 \\ -C_1 & -I_2 p^2 + C_1 + C_2 & -C_2 \\ 0 & -C_2 & -I_3 p^2 + C_2 \end{vmatrix} \tag{14}$$

care reprezintă o ecuaţie de gradul 3 în p^2, care admite o rădăcină $p^2 = 0$ şi care exprimă libertatea de rotaţie a ansamblului fără oscilaţie şi două rădăcini în p^2 pozitive : p_1^2 ; p_2^2, furnizînd pătratul pulsaţiilor care corespund celor două moduri cuplate de oscilare liberă unghiulară ale maselor reprezentînd transmisia.

Fiecare din aceste moduri prezintă proprietatea de a afecta celălalt grad de libertate în mod riguros sincron, în concordanţă de fază şi definit, adică cu amplitudini prezentînd fiecare un sens şi un raport al elongaţiilor bine definit cu una dintre ele, a cărei valoare se poate alege arbitrar.

Dacă se alege A_1 =1 celelalte amplitudini se găsesc cu relaţiile :

$$\begin{aligned} & A_2 = A_1 - \frac{I_1 A_1}{C_1} p_1^2 = \lambda_2 \mathrm{i} A_1 \\ & A_3 = A_2 - \left(\frac{I_1 A_1 + I_2 A_2}{C_2} \right) p^2 = \lambda_2 i A_1 \end{aligned} \tag{15}$$

respectiv

$$I_1 A_1 + I_2 A_2 + I_3 A_3 \ldots\ldots = \sum_{k=1}^{k=3} I_k \lambda_{ki} = 0 \tag{16}$$

care permite verificarea şi aprecierea preciziei de calcul a lui p^2 în cazul în care rezolvarea nu este posibilă direct şi se apelează la metode aproximative de determinare.

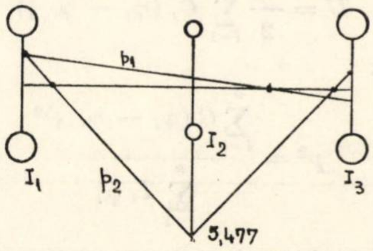


Fig. 3. Forma oscilaţiilor torsionale în transmisia unui autoturism „totul faţă"

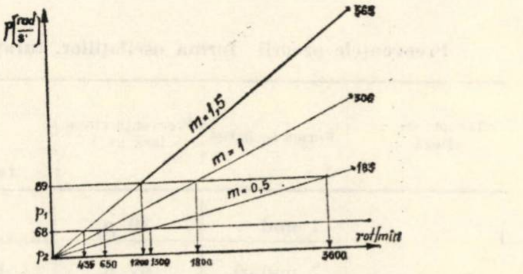


Fig. 4. Turaţiile de rezonanţă pentru treapta a patra de viteză echipat cu un motor cu patru cilindri în patru timpi

Din relaţia (15) rezultă că p^2 este funcţie de rigiditatea sistemului şi momentele de inerţie ale sistemului (masele acestuia), deci că valorile frecvențelor proprii pot fi modificate prin modificarea de mase sau rigidități. Cum posibilitatea de variere a maselor în cazul autovehiculelor este limitată, întrucît masele transmisiei sînt alese la limita inferioară din motive constructive și economice, rămîne numai posibilitatea acționării asupra rigidității.

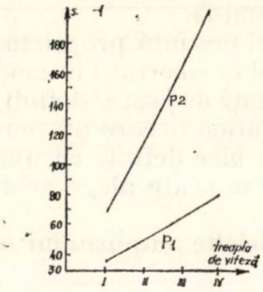


Fig. 5. Pulsațiile proprii ale transmisiei funcție de treapta de viteză

Influența parametrilor constructivi asupra frecvențelor proprii de oscilații torsionale se pot scoate cu ușurință în evidență folosind metoda lui Rayleigh pentru un sistem conservativ.

$$T = U \tag{17}$$

$$T = \frac{p^2}{2} \sum_{i=1}^{n} I_i \, \dot{\varphi}_i^2 \tag{18}$$

$$U = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n} C_1 \left(\varphi_1 - \varphi_{i+1} \right) \tag{19}$$

de unde :

$$p^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n} C \left(\varphi_i - \varphi_{i+1} \right)^2}{\sum_{i=1}^{n} I_i \, \dot{\varphi}_i^2} \tag{20}$$

care prin derivare în raport cu C_i sau I_i, arată care sînt mărimile care influențează cel mai eficient asupra modificării frecvenței proprii a oscilațiilor torsionale ale sistemului și permit chiar și evaluarea cantitativă a acestei influențe.

$$\frac{\delta p^2}{\delta c_i} = \frac{(\varphi_i - \varphi_{i+1})}{\sum_{i=1}^{n} I_i \, \ddot{\varphi}_i^2} \tag{21}$$

$$\frac{\varphi p^2}{\varphi I_i} = \frac{\dot{\varphi}_i^2}{\sum_{i=1}^{n} I_i \, \varphi_i^2} \tag{22}$$

E) Frecvențele proprii și forma oscilațiilor transmisiei unui autoturism cu tracțiune „totul față”

Introducînd valorile $I_1 \ldots I_3$, $c_1 \ldots c_3$, calculate sau determinate experimental în sistemul /determinantul (14)/, s-au obținut pulsațiile proprii de torsiune ale transmisiei unui autoturism cu tracțiune „totul față”, iar luînd pentru A_1 valoarea 1 în relațiile (15), (16), s-au determinat amplitudinile și pentru celelalte mase.

0 – zona în afara vitezei minime stabilite.

Tabelul 1

Momentele de inerție și rigiditățile transmisiei autoturismului măsurate sau calculate

Treapta de viteze	I_1 daNcms²	I_2 daNcms²	I_3 daNcms²	c_1 daNcm/rad	c_2 daNcm/rad
I	0,95	8,00	1028,33	1590	33500
A II-a	0,95	4,53	1028,33	2720	33500
A III-a	0,95	2,30	1028,33	1080	33500
A IV-a	0,95	1,11	1028,33	5250	33500

Tabelul 2

Frecvențele proprii forma oscilațiilor, turațiile de rezonanță și viteza corespunzătoare de deplasare a autoturismului

Treapta de viteză	Forma oscilației	Frecvența circulară ps^{-1}	Turația de rezonanță și viteza de deplasare					
			armonica $m = 0{,}5$		armonica $m = 1$		armonica $m = 1{,}5$	
			rot/min	vit/km.	rot/min	vit/km	rot/min	vit/km
I	1 nod	39 p_1	748	0	374	0	250	0
	2 noduri	67 p_2	1280	9,7	640	0	426	0
A II-a	1 nod	50,5 p_1	960	0	480	0	320	0
	2 noduri	91,8 p_2	1760	21,2	880	0	588	0
A III-a	1 nod	61 p_1	1170	0	585	0	390	0
	2 noduri	130 p_2	2480	45,5	1240	0	830	0
A IV-a	1 nod	68 p_1	1300	0	650	0	435	0
	2 noduri	189 p_2	3600	95	1800	42,5	1200	0

Din analiza tabelului 2 rezultă că în construcţia transmisiei autoturismului s-a avut în vedere plasarea frecvenţelor fundamentale la turaţii cît mai joase chiar în afara vitezei de circulaţie, rămînînd ca regimuri de rezonanţă aceea de circa 45 km/h în viteza a III-a, de circa 42,5 km/h în viteza a IV-a (viteze care se pot întîlni la circulaţia în oraş în locuri aglomerate) şi viteza de circa 95 km/h în viteza a IV-a, viteză de croazieră.

Turaţiile motorului corespunzătoare regimurilor de rezonanţă se determină cu relaţia :

$$n_{cr} = \frac{30\ p}{\pi m} \tag{23}$$

unde m este ordinul armonicii care pentru motoarele în patru timpi poate avea valorile : 0,5 ; 1 ; 1,5; 2 ; 2,5 ; 3.

Regimul de rezonanţă la 42,5 km/h este probabil să fie acela care limitează viteza minimă de mers stabil în viteza a IV-a pentru autoturismul respectiv, iar regimul de rezonanţă de 95 km/h corespunde cu măsurătorile făcute şi este sesizabil pentru orice conducător experimentat.

BIBLIOGRAFIE

Buzdugan, G. Hamburger, L. : Teoria vibraţiilor şi aplicaţiile ei în construcţia de maşini, Editura tehnică, 1958

Bănărescu, M. : Motoare cu ardere internă, Editura tehnică, Bucureşti, 1959.

Becini, M. : Su un problema vibratoria della transmissione otore-ruote di una vettura a trazione anteriore, A.T.A. nr. 2/1971.

Cyrill, M.H. : Şocuri şi vibraţii. Editura tehnică, Bucureşti, 1969.

Dudiţă, F. : Frecvenţe proprii în transmisia automobilului — Construcţia de maşini nr. 16/1964.

Geker, K. : Metodike apredelenia optimalnaia momento treno demfera transmisii avtamabilîi. Avtamabilnaia promîşlenosti, nr. 2/1969.

Giulai, C. : Mecanica automobilului, Editura tehnică, Bucureşti 1965.

Ivanov, I.B. : Metodica rasciota gasitelia crutelnih colebanii silovoi peredaci. Avtamabilnaia promîşlenosti, nr.5/1958.

Julien, M.A. : Dynamique de la voiture automobile. Tome I, — Editions techniques.

Mosaidov : Crutilnîe colebanii o transmisii avtomobilia s ucetom reactivs bazei. Avtamabilnaia promîşlenosti nr. 7/197

Untaru, M. : Automobile, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti 1968.

CZ ; 629.114.5.001.5 ;621.431.73.001.5

Probleme de încălzire la autobuze

dr. ing. Victor **HOFFMANN**, dr. ing. Marin **UNTARU**, ing. N. **ŞERBĂNOIU** –
Universitatea – Braşov

Încălzirea salonului de pasageri al autobuzelor, spre deosebire de cea a turismelor, ridică probleme suplimentare în cazul temperaturilor deosebit de scăzute ale mediului ambiant, întrucît în asemenea situaţii căldura disponibilă din sistemul de răcire a motorului (Q) poate deveni insuficientă pentru încălzirea la valorile cerute de confortul termic, a aerului din salonul de pasageri.

Căldura introdusă în salonul de pasageri prin sistemul de încălzire al autobuzului trebuie să acopere atît pierderile termice prin pereţii caroseriei (Q_p) cît şi cele survenite prin evacuarea aerului folosit (Q_e).

$$Q = Q_p + Q_e \tag{1}$$

Atît căldura introdusă cu aerul proaspăt :

$$Q + D \cdot c_p(t_a - t_0), \tag{2}$$

cît şi cea evacuată cu aerul folosit :

$$Q_e = D \cdot c_p(t_e - t_0), \tag{3}$$

sînt în funcţie de debitul aerului proaspăt (D), debit egal cu cel al aerului evacuat.

În relaţiile (2) şi (3) c_p, t_a şi t_e reprezintă căldura specifică la presiune constantă a aerului, temperatura de admisie şi temperatura de evacuare a aerului, iar t_0 temperatura mediului ambiant.

Cantitatea minimă de aer necesară unei persoane este de 12 — 15 m^3/h, valorile recomandate [1] fiind însă mai mari (30 m^3/h), întrucît în afara asigurării oxigenului necesar, ventilarea salonului de pasageri trebuie să asigure şi menţinerea umidităţii relative a aerului (φ) în limitele prescrise de confortul termic :

$$\varphi = 30\% \sim 70\%.$$

Sistemul de încălzire şi ventilare al autovehiculului trebuie să împiedice de asemenea şi condensarea umidităţii pe suprafeţele ferestrelor. Folosirea unei cantităţi insuficiente de aer poate provoca depunerea umidităţii pe suprafeţele reci ale ferestrelor chiar şi în situaţii cînd în interiorul salonului umiditatea relativă a aerului se menţine în limitele cerute de confortul termic. Astfel, ţinînd seamă că un om elimină prin respiraţie şi transpiraţie 30 ~ 150 g de apă în timp de o oră, rezultă că şi în condiţiile asigurării a 30 m³ de aer pe oră de pasager, conţinutul de umiditate al aerului poate creşte cu $d \simeq 4$ g de apă la kilogramul de aer uscat. În cazul unui aer atmosferic saturat ($\varphi = 100\%$) şi aflat la temperatura de $-9°C$, situaţie frecvent întîlnită în condiţiile de iarnă (punctul 1 din figura 1) conţinutul de umiditate al aerului proaspăt este de $d \simeq 2$ g/kg, conţinut care aşa cum s-a arătat va spori ca efect al respiraţiei cu încă patru unităţi, ajungînd la $d = 6$ g/kg. Deşi în urma încălzirii acestui aer la temperatura din interiorul autobuzului de 20°C umiditatea sa relativă va scădea la $\varphi \simeq 40\%$ (punctul 2), ajungînd astfel la o valoare satisfăcătoare, totuşi o parte din umiditate se va condensa pe geamuri în cazul cînd temperatura lor pe suprafaţa interioară ajunge sub 6°C (punctul 3). Sporirea debitului de aer ventilat prin salonul de pasageri peste valorile necesare duce la rîndul ei la o folosire neraţională a căldurii disponibile din sistemul de răcire al motorului. Notînd prin η factorul de utilizare a căldurii, definit ca raportul între căldura cedată prin pereţii caroseriei şi cea introdusă prin sistemul de încălzire [1]:

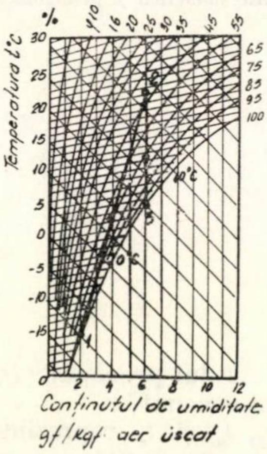


Fig. 1. Variaţia parametrilor aerului în interiorul salonului de pasageri al autobuzului.

$$\eta = \frac{Q_p}{Q}, \tag{4}$$

rezultă, ţinînd seamă şi de relaţiile 1 şi 3:

$$\eta = \frac{Q_p}{Q_p + D \cdot c_p(t_e - t_0)} \tag{5}$$

Expresia (5) scoate în evidenţă influenţa nefavorabilă a creşterii debitului D asupra factorului de utilizare a căldurii.

O îmbunătăţire a utilizării căldurii se poate obţine prin folosirea unui sistem mixt de încălzire prin utilizarea în procesul de încălzire şi a unei cantităţi de aer recirculat. În acest scop în salonul de pasageri se amplasează una sau mai multe schimbătoare de căldură care aspiră aer din salon la temperatura t_s şi îl refulează la temperatura t_r. Notînd cu D' debitul aerului recirculat, căldura introdusă prin aerul recirculat va fi:

$$Q_r = D' \cdot c_p(t_r - t_s) \tag{6}$$

Factorul de utilizare a căldurii mai poate fi exprimat, folosind relaţiile (1), (2), (3) şi (4), sub forma:

$$\eta = \frac{Q - Q_e}{Q} = 1 - \frac{Q_e}{Q} = 1 - \frac{t_e - t_0}{t_a - t_0}, \tag{7}$$

iar în cazul utilizării şi a aerului recirculat:

$$\eta' = 1 - \frac{t_e - t_0}{t_a - t_0 + \beta(t_r - t_s)}, \tag{8}$$

relaţie în care prin β s-a notat raportul între debitul aerului recirculat şi cel al aerului proaspăt.

$$\beta = \frac{D'}{D} \tag{9}$$

Din relaţiile (7) şi (8) rezultă influenţa favorabilă a creşterii temperaturii la care se introduce aerul cald în interiorul autovehiculului (t_a). Această temperatură este însă limitată atît de valorile temperaturii apei de răcire cît şi de faptul că valori prea ridicate ar creea în jurul punctelor de insuflare temperaturi neadmisibile pentru confort. Folosirea pentru încălzire şi a aerului recirculat rămîne deci principala cale de îmbunătăţire a factorului de utilizare a căldurii, utilizarea a mai multor schimbătoare de căldură permiţînd şi repartizarea mai uniformă a cîmpului de temperaturi în interiorul autovehiculului.

Pierderile de căldură prin pereţi depind de mulţi factori, din care amintim izolarea termică a caroseriei, viteza de deplasare a autobuzului (w), circulaţia aerului în interiorul caroseriei. Un rol important îl are în primul rînd mărimea suprafeţelor geamurilor, care reprezintă principala sursă a pierderilor termice.

Pierderile termice prin pereţi pot fi exprimate prin formula utilizată pentru calculul schimbului de căldură între fluide despărţite prin pereţi:

$$Q_p = \sum k_i F_i (t_s - t_e) \tag{10}$$

în care: F_i reprezintă suprafeţele cu aceeaşi conductibilitate termică.
k_i — coeficientul de schimb de căldură.

Fiala propune [2] o relaţie simplificată pentru calculul pierderilor termice ale caroseriei de forma:

$$Q_p = K_F \cdot (t_s - t_e) \qquad (11)$$

în care K_F reprezintă un coeficient global de schimb de căldură avînd expresia:

$$K_F = \frac{1}{\dfrac{1}{4\,D^{0,6}} + \dfrac{1}{12\,w^{0,6}}} \left[\frac{k\,\text{cal}}{h\,\text{grd}}\right] \qquad (12)$$

Temperatura de evacuare a aerului folosit (t_e) depinde la rîndul ei şi de valoarea coeficientului K_F:

$$t_e = t_0 + (t_a - t_0)\,e^{-\frac{K_F}{D\cdot c_p}} \qquad (13)$$

Pentru uşurarea calculelor se poate însă utiliza o relaţie mai simplă, bine verificată experimental:

$$t_e = \frac{t_s^2}{t_a} \qquad (14)$$

Cu ocazia unor studii efectuate în cadrul Universităţii din Braşov, privind sistemele de încălzire şi ventilare a unor autobuze de tip urban şi interurban, în scopul analizării condiţiilor de confort termic, s-au determinat debitele şi temperaturile în secţiunile de ieşire ale agregatelor de încălzire şi s-a înregistrat temperatura din salon şi din mediul ambiant. Măsurătorile au fost efectuate într-un regim de exploatare variat, realizat prin utilizarea a două turaţii diferite ale motorului şi prin folosirea treptelor de viteză ale transmisiei [3].

În figura 2 sînt redate variaţiile factorului de utilizare a căldurii pentru autobuzul de tip urban, iar în figura 3 pentru autobuzul tip interurban. Din ambele grafice rezultă sporirea considerabilă a factorului de utilizare a căldurii ca efect al folosirii pentru încălzire şi a aerului recirculat.

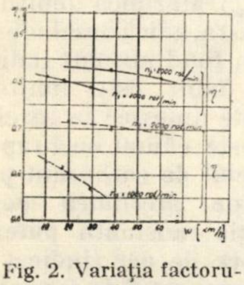


Fig. 2. Variaţia factorului de utilizare a căldurii în funcţie de viteză la autobuzul urban, cu recircularea aerului (linie continuă) şi fără recircularea aerului (linie întreruptă).

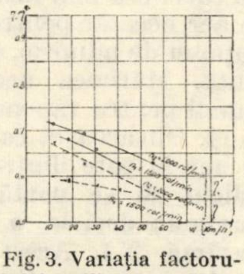


Fig. 3. Variaţia factorului de utilizare a căldurii în funcţie de viteză la autobuzul interurban, cu recircularea aerului (linie continuă) şi fără recircularea aerului (linie întreruptă).

În figurile 4 şi 5 sînt redate valorile măsurate ale coeficientului K_F pentru autobuzul urban şi cel interurban. Comparînd aceste valori experimentale cu cele care ar rezulta din formula propusă de Fiala, rezultă abateri inadmisibil de mari, ceea ce arată că expresia propusă de Fiala, care dă rezultate satisfăcătoare în cazul autoturismelor, nu poate fi utilizată fără modificări şi pentru autobuze.

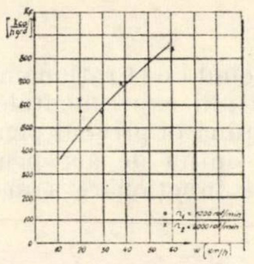


Fig. 4. Variaţia coeficientului global de schimb de căldură în funcţie de viteză la autobuzul urban, determinată experimental (prin puncte) şi cu ajutorul relaţiei propuse (linie continuă).

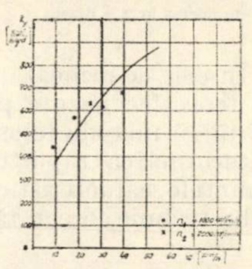


Fig. 5. Variaţia coeficientului global de schimb de căldură în funcţie de viteză la autobuzul interurban, determinată experimental (prin puncte) şi cu ajutorul relaţiei propuse (linie continuă).

O apropiere a valorilor rezultate după relaţia propusă de Fiala de cele experimentale obţinute în cazul autobuzelor, se poate realiza prin înmulţirea coeficienţilor K_F determinaţi pentru autoturisme cu un factor egal cu raportul suprafeţelor autobuzelor supra suprafaţa autoturismelor (pentru care este dată relaţia lui Fiala).

Formula lui Fiala particularizată astfel pentru autobuze va fi:

$$K_F = \frac{1}{\dfrac{1}{35\,D^{0,6}} + \dfrac{1}{105\,w^{0,6}}}\; k[\text{cal}/h\,\text{grd}] \qquad (15)$$

Reprezentarea grafică a rezultatelor obţinute cu această formulă este dată în figurile 4 şi 5 (cu linie continuă) faţă de rezultatele experimentale pentru autobuzul urban respectiv interurban (reprezentate prin puncte).

Aducînd această corecţie formulei lui Fiala, se pot aprecia pe baza ei pierderile termice prin caroserie şi în cazul autobuzelor. Calculînd pe baza relaţiei (5) factorul de utilizare a căldurii η, relaţia (4) permite stabilirea căldurii necesare încălzirii autobuzelor.

Dacă căldura necesară nu poate fi obţinută din sistemul de răcire a motorului, este necesară recurgerea fie la recircularea aerului din autobuz, fie la alte surse de căldură.

BIBLIOGRAFIE

1 *Frank, W.*: Fragen der Beheizung und Belüftund von Kraftfahrzeugen. In: ATZ 73/nr. 10, 1971, p. 369–376.

2 *Fiala, E.*: Die Klimatisirung von Kraftfahrzeugen. In: VDI–2 100, Nr. 1, 1958, p. 5–15.

3 *Hoffmann, V., Untaru, M.* şi *Şerbănoiu, N.*: Contribuţii la studiul confortabilităţii termice a autobuzelor. In: Buletinul Universităţii din Braşov, Seria A, vol. XVI, 1974.

CZ ;621.431.73.033/.035.001.5

Noi criterii de tarare ale ansamblului motor-carburator

Ing. George LIVEZEANU –
Intreprinderea nr 2 – Braşov

În cele ce urmează, plecînd de la raţionamente teoretice bazate pe studii experimentale, se arată că metoda folosită pînă în prezent pentru determinarea raportului optim de aer pentru punctele caracteristice de funcţionare a motorului trebuie corectată.

1. Consideraţii generale

Raportul de aer-carburant este raportul dintre masa de aer existentă în cilindrul motorului în momentul arderii m_a către masa de carburant m_c. Fiecare carburant are un anumit raport de amestec aer-carburant la care arderea lui este completă din punct de vedere teoretic. Acest raport se numeşte raport stoichiometric (m_a/m_c) şi depinde de compoziţia chimică a carburantului. În unele ţări ca Franţa, Italia, R. F. Germania se obişnuieşte să se facă o referire a raportului de aer-carburant al unui amestec la raportul stoichiometric.

Mărimea astfel definită se numeşte raportul de aer λ;

$$\lambda = \frac{m_a/m_c}{(m_a/m_c)_s} \tag{1}$$

Deoarece cantitatea de carburant la numitor şi numărător este aceeaşi ca mărime de referinţă, atunci este valabilă relaţia:

$$\lambda = \frac{m_a}{m_{as}} \tag{2}$$

Este cunoscut faptul că raportul de amestec aer-carburant şi deci cu acesta şi raportul de aer λ au o influenţă mare asupra desfăşurării arderii, asupra presiunii medii efective p_{me}, asupra consumului specific de carburant g_e cît şi asupra compoziţiei gazelor de evacuare.

2. Criteriile de bază pentru determinarea raportului optim de amestec

Dacă se reprezintă mersul calitativ al curbelor p_{mc} şi g_c faţă de raportul de aer λ, aşa cum se obişnuieşte în prezent pentru obţinerea cîmpurilor caracteristice în vederea adaptării sistemelor de carburatoare sau sistemelor de injecţie de benzină, pentru turaţii sau poziţii ale clapetei de admisie β menţinute constante (ceea ce este echivalent cu un debit de aer constant m_a), aşa-numitele curbe „bogat-sărac", atunci rezultă două rapoarte de aer caracteristice (fig. 1):

— unul pentru consumul specific de carburant minim (indicat în cele ce urmează cu $\lambda\ g_e$ min în domeniul sărac la $\lambda = 1{,}1$;

— celălalt pentru presiunea medie maximă (în continuare indicat cu $\lambda\ p$ max) în domeniul bogat la $\lambda = 0{,}85$.

Rapoartele de aer λg_e min şi λp max nu coincid. Este necesar deci să se ia o decizie după cerinţele motorului pe fiecare vehicul. În realitate obiectivul care se urmăreşte nu este determinarea — pentru un debit de aer indicat — a punctului de consum minim, ci atingerea unei presiuni medii dorite p_{me}, cu un debit de carburant minim m_c, ceea ce înseamnă şi un consum specific minim. Altfel, dintr-un debit de carburant indicat trebuie să se obţină puterea maximă (deci cea mai înaltă p_{me}). Mărimea debitului de aer necesar pentru aceasta, adică deschiderea clapetei de admisie, este în fond absolut indiferentă. Mărimea acestui debit este limitată numai pentru rapoartele de amestec la sarcină plină. Din această cauză **este căutat acel raport de aer la care dintr-un debit de carburant preindicat să se poată obţine presiunea medie maximă; deci la o turaţie constantă puterea maximă N_e). Acest raport de aer (indicat în continuare cu λ optim) este raportul de aer optim adevărat.** El variază de la λp max la λ_{ge} min

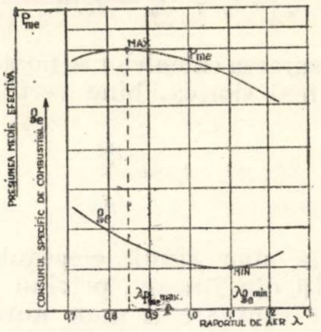


Fig. 1. Caracteristica de reglaj (curbele „bogat-sărac") mersul calitativ al curbelor P_{me} şi G_e funcţie de raportul de aer λ la m_a=const şi n = const, obţinute după metoda convenţională

Conform definiţiei consumului specific efectiv de carburant este valabilă relaţia:

$$g_e = \frac{m_c}{N_e} = \frac{m_c}{P_{me} \cdot V_H \cdot n_a} C \tag{3}$$

Pentru n_a = const este valabilă:

$$g_e = \frac{m_c}{P_{me}} C_1 \tag{4}$$

Din aceasta, pentru un debit de carburant menţinut constant se obţine :

$$g_e = \frac{1}{p_{me}} C_2 \qquad (5)$$

După cum reiese din relaţia (5) întotdeauna g_e este invers proporţional cu p_{me}, indiferent de raportul de amestec, cu premisa că $m_c = \text{const.}$

Pentru raportul de aer la care apare presiunea medie maximă p_{me} max se obţine în mod obligatoriu şi g_e min. Acest raport de aer găsit este raportul de aer optim adevărat λ_{opt}.

Din cauza condiţiei puse ca $m_c = \text{const.}$, curbele de reglaj ,,sărac-bogat'' trebuie desigur ridicate nu cu poziţia clapetei de admisie ţinută constantă şi cu aceasta cu debit de aer constant, ci cu debit de carburant ţinut constant, ceea ce este foarte dificil de realizat la motoare cu carburator şi destul de uşor la motoarele cu injecţie.

Variaţia lui λ se obţine prin rotirea clapetei de admisie deci prin modificarea lui m_a. Dar m_a nu apare în ecuaţia (5), astfel încît proporţionalitatea inversă este valabilă pentru orice valoare a lui m_a şi cu aceasta a lui λ.

Figura 2 arată (după măsurătorile efectuate de autor) p_{me} şi g_e în dependenţă de λ pentru un debit de aer constant m_a. Rezultă alura cunoscută cu un raport de aer optim λ_e min pentru consumul minim şi un raport de aer optimal λp_{me} max, pentru presiunea medie efectiv maximă. Dacă se calculează de-a lungul curbelor

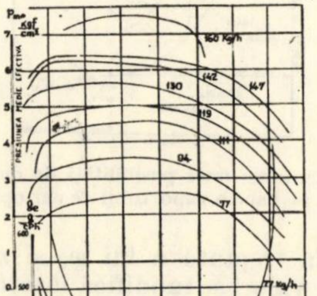


Fig. 2. Caracteristica de reglaj la debite de aer constante şi regim constant de turaţie : $n = 2\,500$ rot/min ; motor M 208 ; $\varepsilon = 8$

debitele de carburant m_c, avînd cunoscut valorile lui λ, m_a şi raportul de aer carburant stoichiometric cunoscut $(m_a/m_c)_s (= 14{,}8)$ şi dacă se unesc punctele cu debitul de combustibil egal, atunci se obţin curbele reprezentate în figura 3, cu debitul de carburant m_c ca parametru constant. În acest caz corespunzător raţionamentelor expuse mai sus, g_e min şi p_{me} max la aceeaşi valoare a lui λ sînt la λ_{opt} (vezi de exemplu curba 5,25 Kg/h).

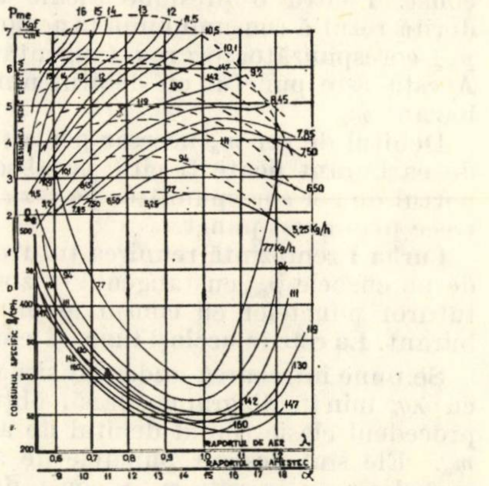


Fig. 3. Caracteristica de reglaj la debite de combustibil şi care au constante la regim de turaţie constant $n = 2\,500$ rot/min ; motor M 208 ; $\varepsilon = 8$

Raportul de aer optim λ_{opt} este aproape întotdeauna orientat mai mult către domeniul sărac decît λg_e min. Curba întreruptă apare ca o curbă limită pentru clapeta de admisie complet deschisă şi este identică cu curba sarcinii pline din figura 2.

3. Diagrama pană.

Forma cea mai favorabilă de reprezentare clară a celor expuse mai sus se dovedeşte a fi aşa-numita ,,diagramă pană'' (fig. 4). Debitul

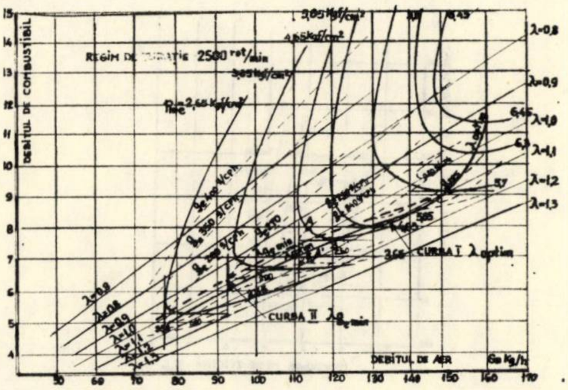


Fig. 4. Diagrama ,,pană'' a motorului M 208 ; regim de turaţie = 2 500 rot/min, 365 kgf/cm², $P_{me} = 2{,}65$ kgf/cm²

de carburant m_c este reprezentat pe ordonată, iar debitul de aer m_a pe abscisă. În această diagramă, razele din punctul zero (care este suprimat pentru a obţine o scară favorabilă) sînt locul geometric cu acelaşi raport de aer λ. Curbele trasate arată presiunea medie efectivă de lucru p_{me} ca fiind cel mai important parametru. În mod suplimentar mai pot fi reprezentate familii de curbe (----) de izoconsum specific. În figura 4 sînt introduse curbele care se pot deduce din figura 2 sau 3 pentru p_{me} = const şi g_e = const. Pentru o presiune medie efectivă p_{me} dorită rezultă consumul minim acolo unde curba p_{me} corespunzătoare are o tangentă orizontală. Acesta este punctul cu debitul minim de carburant m_c.

Debitul de aer m_a necesar pentru acest debit de carburant poate fi citit pe abscisă, iar raportul de aer corespunzător pe raza polară care trece prin acest punct.

Curba I reprezintă reunirea tuturor punctelor de pe curbele p_{me} cu tangentă orizontală, deci a tuturor punctelor cu consumul minim de carburant. **Ea este în acelaşi timp şi curba lui** λ_{opt}.

Se pune întrebarea unde sînt situate punctele cu λg_e min în diagrama pană, obţinute după procedeul clasic ţinînd debitul de aer constant m_a. Ele sînt desigur punctele de atingere ale curbelor g_e cu dreapta m_a = const, deci punctele pe curbele g_e cu tangente verticale. Reunirea acestor puncte (curba II) ne dă curba λg_e min, situată cu toate punctele ei într-un domeniu mai bogat decît noua curbă λ_{opt}. Acest paradox aparent al problemei tratate aici devine evident, mai ales dacă se pleacă de la aşa-numitele ,,curbe cîrlig de undiţă'', în care s-a reprezentat g_e funcţie de p_{me} pentru un debit de aer constant m_a = const. Figura 5 reprezintă o astfel de curbă ,,cîrlig de undiţă ,,determinată de autor din figura 2 pentru un anumit debit de aer m_a =111 kg/h.

După cum rezultă din această curbă, motorul poate funcţiona cu un p_{me}= 4,45 kgf/cm² (punctul *A*) cu un consum minim de g_e = 253 g/CPh,

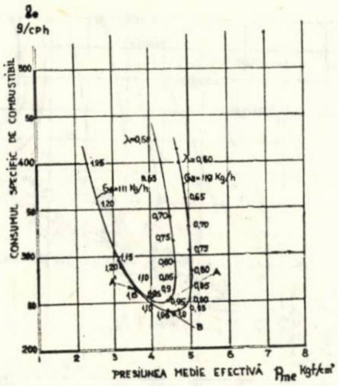


Fig. 5. Curbele ,,cîrlig de undiţă''. Consumul specific funcţie de presiunea medie efectivă la debit de aer constant

(construită din figura 3; motor M 208; ε = 8; regim de turaţie constant n = 2 500 rot/min

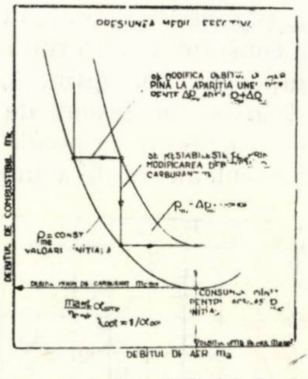
ceea ce corespunde unui debit de combustibil de 7,85 kg/h (sau un raport de aer λg_e min = 0,975). Luînd însă în ajutor ,,diagrama pană'' din figura 4, atunci reiese că se poate atinge aceeaşi p_{me} cu un debit de aer mai mare m_a= 119 kg/h la un λ_{opt} = 1,06. Debitul de carburant mai redus calculat din aceasta este de m_c = 7,60 kg/h şi are ca efect o scădere a consumului specific la 241 g/CPh. Acest punct este însemnat cu *B* în figura 4. El nu este situat pe curba m_a = 111 kg/h ci desigur pe o altă curbă m_a = const (anume pe curba m_a = 119 kg/h) însă nu în punctul minim al acesteia.

Şi pe curba ,,cîrlig de undiţă'' m_a' = 111 kg/h există un punct λ_{opt}, care în figura 4 poate fi determinat ca punctul de intersecţie al dreptei m_a = 111 kg/h cu curba I (punctul *A'*). După cum reiese din figura 5 unde de asemenea punctul *A'* este însemnat, el nu este situat la minimul curbei ci pe ramura crescătoare a acesteia, în domeniul sărac. El nu asigură un λ_{opt} pentru o p_{me} = 4,45 kgf/cm² ci pentru o altă p_{me} = 3,65 kgf/cm².

4. Recomandări pentru abordarea încercărilor

Deoarece cu ajutorul curbelor m_a = const este dificilă determinarea valorilor optime adevărate ale lui λ_{opt} pentru aprecierea unui motor, atunci trebuie mers pe alte căi. Aceste căi sînt rezumate în următoarele :

a). Se parcurg curbele corespunzător figurii 6, ţinînd presiunea medie dorită p_{me} = const prin variaţia treptată a lui m_a şi m_c. Una din aceste două valori se modifică întotdeauna pînă la o deviaţie sesizabilă Δp_{me}, şi atunci se restaurează p_{me} iniţial, prin modificarea celorlalte mărimi.



SE MODIFICA DEBITUL DE AER PÎNĂ LA APARIŢIA UNEI
SE RESTABILEŞTE
MODIFICAREA
CARBURANT
P_{me} = CONST
VALOARI INITIALA
DEBITUL DE COMBUSTIBIL m_c
CONSUMUL
DEBITUL DE AER m_a
λ_{opt} = 1/α_{opt}

Fig. 6. Reprezentarea unei posibilităţi de determinare prin încercare pe banc a raportului de aer optim λ_{opt}.

b). Pentru interpretarea sistemelor de injecţie de benzină în special, pare a fi mai favorabil să se menţină m_c = const şi să se varieze debitul de aer prin deschiderea clapetei de acceleraţie cu unghiul β. **Acest procedeu însă nu se poate folosi în domeniul unghiurilor mici de deschidere a clapetei de admisie, deoarece o mică variaţie de unghi de deschidere determină o variaţie mare a debitului de aer** m_a

c). Se determină curbele p_{me} şi g_e pentru m_c = const din curbele m_a = const după cum s-a procedat la trecerea de la figura 2 la figura 3.

d). Se foloseşte direct ,,diagrama pană", care are valorile martor cele mai corecte dintre toate diagramele discutate.

5. Gazele de evacuare. Din numeroasele publicaţii apărute, este de ajuns de cunoscută variaţia componentelor gazelor de evacuare CO, HC şi NO_x funcţie de λ. Este clar că plasarea curbei I a lui λ_{opt} spre dreapta, spre domeniul rapoartelor de aer mai înalte, determină o scădere accentuată a componentelor nocive din gazele de evacuare, ceea ce constituie un fapt îmbucurător. De exemplu, reducerea de gaze NO poate ajunge la 30 + 50 %.

6. Comentarii.

Rezultatul cel mai important al acestor raţionamente constă în faptul că este posibilă determinarea raportului de aer optim adevărat λ_{opt} pentru presiunea medie efectivă dorită. Metoda clasică obişnuită nu ne poate oferi o posibilitate în acest sens.

Această metodă s-a născut şi a persistat datorită coincidenţei a trei circumstanţe accidentale care au fost acceptate ca atare de constructorii de motoare :

1. S-a considerat că dispozitivul de formare a amestecului (carburatorul) furnizează un amestec relativ constant la orice deschidere a clapetei de admisie. Astfel, el poate fi reglat fie pentru puterea maximă (bogat) fie pentru economia de combustibil (sărac) sau între ele (cu toate că există motoare la care cele două puncte de putere şi economie coincid).

2. Pentru considerente care au urmărit uşurarea încercărilor la frîna de putere, acestea au fost conduse cu clapeta de admisie ţinută în poziţie fixă (debit de aer constant), aceasta constituind chiar un parametru constant precizat.

3. Dacă se lucrează cu benzină s-a observat că rapoartele de amestec optime pentru putere sau pentru consum sînt relativ independente de deschiderea clapetei (vezi figura 7, experienţele lui Lee şi Wimmer).

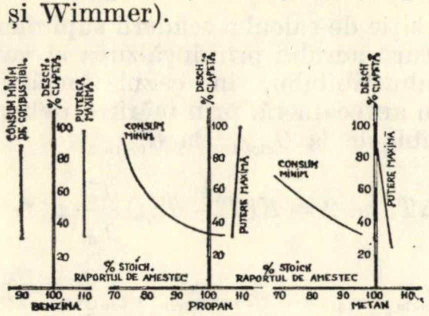


Fig. 7. Rapoartele de amestec optime pentru putere sau pentru consum.

Avantajele folosirii diagramei-pană devin mai pregnante atunci cînd se folosesc carburanţi cu limite de aprindere mai largi, cum ar fi de exemplu amestecul de gaz metan şi hidrogen. Bineînţeles că metoda folosirii diagramei-pană nu mai este aplicabilă dacă λ_{opt} este situat în afara limitei de aprindere a amestecului. Metoda nu se desminte nici de-a lungul curbei de sarcină plină, deoarece şi în cazul în care nu avem suficient aer la dispoziţie (datorită rezistenţelor de aspiraţie ale motorului) pentru arderea în domeniul sărac, λ determinat trebuie totuşi să fie făcut egal cu λ_{opt} pentru valoarea lui p_{me} la plină sarcină, întrucît nu există nici un alt λ cu care valoarea lui p_{me} la sarcină plină să poată fi atinsă cu un consum mai redus.

Diagrama-pană constituie instrumentul cel mai potrivit pentru tararea carburatoarelor în domeniul raportului optim de aer. Ea ne pune la dispoziţie cele două mărimi m_a şi m_c, care pot fi uşor determinate dacă se folosesc standuri speciale de simulare cu aspiraţie.

Amestecurile optime adevărate care asigură şi cea mai mare economie nu depind de tehnica de investigare utilizată pentru a fi găsite. Ele sînt caracteristicile inerente fiecărui tip de motor cu aprindere prin scînteie.

Diagrama-pană discutată anterior, aşa cum s-a afirmat, este indicată pentru o singură turaţie a motorului. Pentru a avea o imagine completă a raportului optim de aer a unui motor dat este necesar a se ridica o familie de asemenea ,,diagrame-pană" corespunzătoare turaţiilor interesate ale motorului în exploatare.

Dacă o asemenea familie de curbe λ_{opt} la diverse turaţii n = const este intersectată de o caracteristică de utilizare a vehiculului, bineînţeles interpretată prin debite de aer şi consum de combustibil, atunci punctele de intersecţie reprezentative vor putea constitui chiar puncte de control în cadrul fabricaţiei de serie a unui tip de carburator dat.

În prezent, pentru a răspunde condiţiilor tot mai restrictive în ceea ce priveşte emanaţiile de poluanţi, din caracteristica menţionată anterior se aleg aproximativ cinci puncte reprezentative caracterizate prin m_a şi m_c, care se reproduc pe un stand de simulare cu aspiraţie.

Iată cum metoda expusă ne poate oferi un mijloc comod şi sigur de control al fabricaţiei de serie a carburatoarelor, fără a mai fi nevoie de un control pe motor la cald, control care este costisitor şi introduce numeroşi factori subiectivi care fac imposibilă aprecierea performanţelor reale ale carburatoarelor.

Încercările efectuate de autor pe unul din motoarele de fabricaţie românească mult controversat din punct de vedere al economicităţii (motorul ARO L 25), încercări efectuate cu un carburator WDCD (dublu corp cu deschidere diferenţiată) în comparaţie cu carburatorul din dotarea curentă (W207A) au scos în evidenţă rezervele de performanţe pe care acest motor le ,,ascunde" (vezi figura 8). Acest lucru a fost posibil numai datorită faptului că noul carburator (fig. 9) a fost elaborat în spiritul celor afirmate în această expunere, adică a realizării raportului optim de amestec.

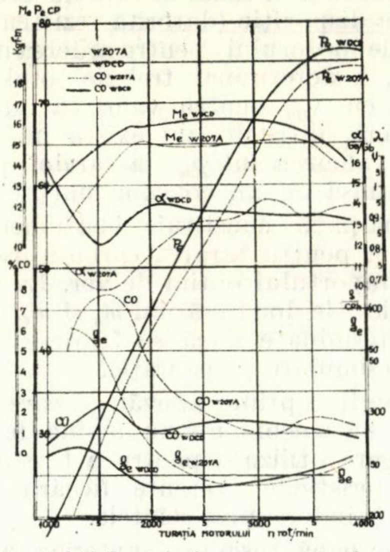


Fig. 8. Caracteristicile exterioare comparative ale carburatoarelor W 20 7 A și W D C D ; motor M 208 ; $\varepsilon = 8$

Se impune ca toți factorii interesați să-și revizuiască principiile care au stat la bază pînă în prezent, atunci cînd este vorba de reglarea unui ansamblu motor-carburator și să treacă cît mai curînd la revederea performanțelor actualelor motoare în spiritul celor expuse mai sus.

Dar trebuie menționat că o asemenea lucrare de cercetare are sens numai dacă motorul este bine definit din punct de vedere constructiv, altfel „diagrama-pană” obținută poate conduce la interpretări eronate, cu consecințele de rigoare.

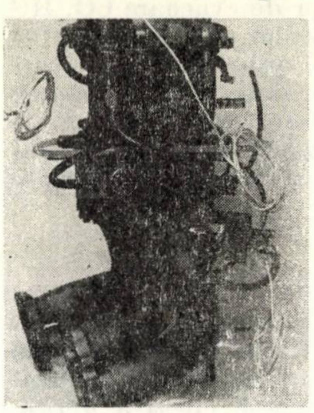


Fig. 9. Noi criterii de tarare ale ansamblului motor-carburator.

BIBLIOGRAFIE

1. *Lee, R.C., Wimmer, D.B.* Exhaust Emmission Abatement by Fuel Variations to Produce Lean Combustion, SAE Paper 680 769 (1968)
2. *Schweizer, P.H.* — Correct Mixture for Otto Engines. SAE paper 700.884
3. *Schweizer, P.H.* — Fish hooks and Carburetor Calibration, SAE paper 700.885.

◆

CZ :621.436.3.001.5

Asupra posibilităților de forțare a motorului cu antecameră supraalimentat

Dr. ing. Gheorghe **BOBESCU** ; dr. ing. Tiberiu **NAGY** – Universitatea – Brașov
Ing. Peter **JEKEL** – Intreprinderea de tractoare – Brașov
Ing. Octavian **NANDREA** – ICPAT – Brașov

Spre deosebire de motoarele cu cameră de ardere unitară, motoarele cu antecameră ridică probleme deosebite în cazul forțării, din cauza creșterii întîrzierii la autoaprindere cu mărirea debitului de combustibil pe ciclu, ceea ce se explică prin scăderea temperaturii aerului din antecameră, ca urmare a vaporizării combustibilului injectat pe durata întîrzierii la autoaprindere [1].

Cu cît este mai mare cantitatea de combustibil injectat în perioada de întîrziere la autoaprindere, cu atît scăderea temperaturii aerului în zona afectată de jetul de combustibil va fi mai mare, ajungînd în cazul arderii în bombe la scăderi de temperatură de 100 · · · ·200°C [2].

Pornind de la expresiile scăderii de temperatură în camere de volum constant, fără turbionarea aerului (în bombe) [2], s-a propus următoarea relație de calcul a scăderii suplimentare a temperaturii aerului prin încălzirea și vaporizarea combustibilului, în cazul forțării unui motor cu antecameră, prin mărirea debitului de combustibil de la $G_{\text{ciclu}\,1}$ la $G_{\text{ciclu}\,2}$:

$$\Delta T_i\, 1 \div 2 = K(T_a^{\bullet} - T_{c,0}) \frac{T_a^{\bullet}}{T_0} \cdot \overline{p}_a^{\,-a} \cdot$$

$$\cdot \frac{1}{Vm} \left[G^b_{\text{ciclu}_1} \cdot \tau^c_{inj} \cdot e^{-\frac{\tau i_1}{\tau inj_1}} - G^b_{\text{ciclu}_2} \cdot \tau^c_{inj_2} \cdot e^{-\frac{\tau i_2}{\tau inj_2}} \right], \quad (1)$$

unde : $\Delta T_i\, 1 \div 2 = T_{i_1} - T_{i_2}$; T_{i_1} ; T_{i_2} sînt temperaturile aerului din antecameră la începutul autoaprinderii pentru cele două debite pe ciclu ;

$$K = \frac{6\ C_k}{\gamma_m \cdot \gamma_{a,0} \cdot C_v \cdot \text{dm}^{0{\cdot}7}}$$

unde :

C_k este coeficientul empiric ce depinde de caracteristicile termodinamice ale aerului și combustibilului și de caracteristicile aparaturii de injecție;
γ_m — greutatea specifică a combustibilului;
$\gamma_{a,0}$ — greutatea specifică a aerului la T_0 și p_0;
c_v — căldura specifică la volum constant a aerului;
d_m — diametrul mediu al picăturii de combustibil;
T_a — temperatura de frînare a curentului de aer din antecameră;
$T_{c,0}$ — temperatura combustibilului la ieșirea din injector;
T_0 — temperatura ambiantă;
p_0 — presiunea ambiantă;
$\overline{p}_a = \frac{p_a}{p_0}$ presiunea raportată a aerului;
p_a — presiunea aerului la începutul injecției;
$G_{\text{ciclu }1}$ $G_{\text{ciclu }2}$ — cantitățile de combustibil injectate pe ciclu;
V_m — volumul aerului ce participă la schimbul de căldură cu jetul de combustibil;
τi_1 ; τi_2 — timpii de întîrziere la autoaprindere:
$\tau_{inj.\,1}$; $\tau_{inj.\,2}$ — duratele injecției;
a, b, c, — exponenți experimentali.

Din relația (1) rezultă că scăderea temperaturii aerului datorită încălzirii și vaporizării combustibilului injectat în antecameră pe durata întîrzierii la autoaprindere se autoaccelerează, crescînd atît datorită creșterii cantității injectate pe ciclu, cît și măririi întîrzierii la autoaprindere. De asemenea, prin încercările de mărire a avansului la injecție, pentru a se compensa creșterea întîrzierii la autoaprindere se micșorează p_a, ceea ce conduce la o și mai pronunțată scădere a temperaturii. Mai trebuie menționată necesitatea de a se menține unele zone ale antecamerei din vecinătatea jetului de combustibil la temperaturi superioare temperaturii aerului răcit prin vaporizarea combustibilului, pentru ca să se asigure transferul de căldură de la pereți spre aerul răcit de jetul de combustibil. Este evident faptul că în cazul transferului de căldură de la aer spre pereții antecamerei temperaturile aerului la începutul autoaprinderii vor fi mult diminuate și că întîrzierea la autoaprindere se va mări.

În cazul motorului turbosupraalimentat, luînd în considerare posibilitatea ridicării presiunii și a temperaturii aerului datorită ridicării nivelului energetic al gazelor de evacuare, expresia scăderii suplimentare a temperaturii aerului din antecameră va fi următoarea:

$$\Delta T_{i1\div 2} = K \frac{(\dot{T}_{a1} - \dot{T}_{a_2})^2}{(p_{a_1} - p_{a_2})^a} \cdot$$

$$\cdot \frac{p_0^a}{T_0 \cdot V_m} \left[G^b_{\text{ciclu}_1} \cdot \tau^c_{inj} \cdot e^{-\frac{\tau i_1}{\tau inj_1}} - G^b_{\text{ciclu}_2} \cdot \tau^c_{inj_2} \cdot e^{-\frac{\tau i_2}{\tau inj_2}} \right], \tag{2}$$

unde :

$\dot{T}_{a1}$; $\dot{T}_{a2}$ sînt temperaturile de frînare a curentului de aer din antecameră în cazul celor două debite de combustibil;
p_{d1}; p_{a2} — presiunile aerului la începutul injecției.

Prin urmare, la motorul turbosupraalimentat, dacă nu apare o dezacordare a turbosuflantei față de motor și se ajunge la $p_{a2} > p_{a1}$, va rezulta $T_{i2} > T_{i1}$, deci se pot diminua efectele negative ale răcirii aerului din antecameră prin vaporizarea combustibilului. Avînd în vedere faptul că mărirea presiunii de supraalimentare are o influență mult mai pronunțată asupra reducerii întîrzierii la autoaprindere decît mărirea temperaturii [4], se recomandă reacordarea motorului cu turbosuflantă în noile condiții ale bilanțului termic, pentru a elimina cauzele ce limitează creșterea presiunii de supraalimentare.

Ținînd seama de concluziile desprinse din relațiile (1) și (2),autorii au intreprins cercetări experimentale asupra unui motor cu antecameră turbosupraalimentat, la care s-a mărit debitul de combustibil pe ciclu cu 20 %, în vederea ridicării performanțelor de cuplu și putere la aceeași turație. S-au încercat totodată diferite modificări constructive și funcționale care să conducă la ameliorarea condițiilor de forțare a motorului la nivelul menționat mai sus.

Pornind de la construcția antecamerei utilizate pe motorul neforțat, care avea o formă cilindrică și un volum de 62,5 cm³, reprezentînd 0,281 din volumul total al camerei de ardere, s-au experimentat trei variante de antecameră (A_1, A_2, A_3) cu volume de 62,5 cm³, 72 cm³ și 68 cm³, cu trei variante de diametre ale canalelor de legătură cu camera principală de 9 mm, 8 mm și 7,7 mm, variante obținute printr-un calcul al nivelului energetic al aerului din antecameră la sfîrșitul compresiei și cu verificarea pierderilor gazodinamice la trecerea prin canalul de legătură dintre antecameră și camera principală [3]. Prin mărirea volumului antecamerei s-a avut în vedere atît mărirea cantității de aer ce participă la schimbul de căldură cu jetul de combustibil, cît și ridicarea nivelului energetic al aerului din antecameră [2, 3].

La aceste experimentări s-au folosit injectoare cu pulverizatoare care să asigure un jet lung de combustibil, cu unghi mic al conului de injecție, în așa fel încît să străbată toată lungimea antecamerei, respectiv să fie proiectat într-o zonă nerăcită a antecamerei (pereții laterali ai antecamerei fiind spălați de lichidul de răcire din chiulasă).

Prelucrînd oscilogramele înregistrate s-au obținut datele din tabelul 1.

După cum se vede, la toate antecamerele aprinderea amestecului se realizează mult după pmi, ceea ce se datorește pe de o parte faptului

Tabelul 1

Influența construcției antecamerei asupra procesului de ardere

Pulverizator pentru jet lung. **Avans la inj. β = 17° RAC**

Turația motorului, n rot/min.	Varianta, antecamerei	Perioada de întîrziere la autoaprindere		Presiunea maximă de comprimare p_c kgf/cm²	Presiunea de ardere maximă p_{max} kgf/cm²		Momentul aprinderii amestecului în camera principală °RAC	Viteza de creștere a presiunii în timpul arderii $\Delta p/\Delta\alpha$ kgf/cm² grd.	Temperatura gazelor arse tga °C
		În antecameră $\Delta\alpha_{aa}$ °RAC	În camera principală $\Delta\alpha_{aa}$ °RAC		În antecameră	În camera principală			
1200	A_1	14,5	19,5	54,0	66,0	56,0	370,0	2,50	625
	A_2	14,5	21,0	55,0	66,0	54,0	371,5	1,80	580
	A_3	—	18,0	55,0	—	53,0	370,0	2,00	600
900	A_1	13,5	16,5	47,0	61,0	59,0	365,0	3,20	660
	A_2	14,5	19,0	48,0	71,0	61,0	367,5	2,20	620
	A_3	—	16,0	47,5	—	61,0	366,0	3,00	620
	La varianta A_3 β = 15,5 °RAC								

că injectarea efectivă a combustibilului are loc cu 9,5° RAC înainte de pmi la turația puterii maxime (1200 rot/min) și cu 11,5 °RAC înainte de pmi la turația cuplului maxim (900 rot/ /min), iar pe de altă parte faptului că prin răcirea aerului din antecameră se înrăutățesc condițiile de autoaprindere.

Din această cauză presiunea maximă de ardere în camera principală este sensibil egală cu cea de compresiune la turația puterii maxime, arderea desfășurîndu-se mult în destindere. În timpul arderii s-au produs apreciabile oscilații de presiune mai ales în antecameră, aprinderea și arderea amestecului avînd loc succesiv, la intervale prea mari în diferite zone ale camerei. Perioada postarderii fiind mare, temperatura gazelor arse este mai mare decît cea recomandată pentru supraalimentarea de joasă presiune (570 — 580° C), aplicată în cazul motorului cercetat.

Varianta A_2 asigurînd obținerea cuplului maxim dorit și cele mai mici temperaturi ale gazelor de evacuare, a fost reținută pentru restul cercetătorilor.

O oarecare ameliorare a procesului de ardere s-a realizat prin mărirea unghiului de avans la injecție, după cum se vede din tabelul 2.

La un unghi fix de avans la injecție de 19,5° RAC injectarea combustibilului începe efectiv la 12° RAC înainte de pmi și întîrzierea la autoaprindere s-a micșorat substanțial, aprinderea amestecului în antecameră producîndu-se, după cum se vede, înainte de pmi.

Efectul răcirii aerului în antecameră s-a resimțit însă și în acest caz, apărînd oscilații mari de presiune datorite aprinderii în tranșe izolate, în special la turația cuplului maxim, ceea ce afăcut ca unghiul de avans de 19,5° RAC să fie inacceptabil. Renunțarea la acest avans a fost impusă

Tabelul 2

Influența avansului la injecție asupra procesului de ardere.

Antecamera A_2 **Pulverizator pentru jet lung.**

Turația motorului, n rot/min.	Avansul la injecție β°RAC	Perioada de întîrziere la autoaprindere		Presiunea de comprimare maximă d_c kgf/cm²	Presiunea de ardere maximă p_{max} kgf/cm²		Momentul aprinderii amestecului în camera principală °RAC	Viteza de creștere a presiunii în timpul arderii $\Delta p/\Delta\alpha$ kgf/cm² grd.	Temperatura gazelor arse tga °C
		În antecameră $\Delta\alpha_{aa}$ °RAC	În camera principală $\Delta\alpha_{aa}$ °RAC		În antecameră	În camera principală			
1200	14,0	15,5	22,0	55,0	56,0	47,0	375,5	1,40	600
	17,0	14,5	21,0	55,0	66,0	54,0	371,5	1,80	580
	19,5	10,0	16,0	56,0	71,0	64,0	364,0	2,00	580
900	14,0	16,5	20,5	49,0	68,0	57,0	371,0	2,50	640
	17,0	14,5	10,0	48,0	71,0	61,0	367,5	2,20	620
	19,5	11,5	14,0	49,0	79,0	71,0	360,0	2,70	635

şi de temperatura prea mare a gazelor arse datorită prelungirii postarderii (635°C).

Pentru a preciza influenţa formei jetului de combustibil, respectiv a construcţiei pulverizatorului, s-au cercetat procesele de ardere pentru două variante de pulverizatoare, iar rezultatele au fost prezentate în tabelul 3.

Tabelul 3

Influenţa construcţiei pulverizatorului asupra procesului de ardere.

Antecamera A_2 — Avansul la inj. $\beta = 17°$ RAC

Turaţia motorului n rot/min.	Tipul pulverizatorului	Perioada de intirziere la autoaprindere		Presiunea de comprimare maximă p_c kgf/cm²	Presiunea de ardere maximă P_{max} kgf/cm²		Momentul aprinderii amestecului in camera principală °RAC	Viteza de creştere a presiunii in timpul arderii $\Delta p/\Delta\alpha$ kgf/cm² grd.	Temperatura gazelor arse tga °C
		În antecameră $\Delta\alpha_{aa}$ °RAC	În camera principală $\Delta\alpha_{aa}$ °RAC		În antecameră	În camera principală			
1200	jet scurt	18,0	22,5	55,0	68,0	55,0	373,0	2,60	585
	jet lung	14,5	21,0	55,0	66,0	54,0	371,5	1,80	580
900	jet scurt	15,5	20,0	48,0	66,0	60,0	368,5	3,40	635
	jet lung	14,5	19,0	48,0	71,0	61,0	367,5	2,20	620

Deşi la varianta cu jet lung au fost mai pronunţate oscilaţiile de presiune s-a preferat acest pulverizator, deoarece asigură temperaturi ale gazelor arse mai mici, ceea ce certifică o oarecare reducere a duratei postarderii.

Obţinînd performanţele de putere dorite (154 CP) şi de cuplu (100 kgfm) la temperaturi ale gazelor arse sub 620°C, valoare limitată de construcţia distribuţiei şi turbosuflantei, în condiţiile unei reduceri a rigidităţii motorului în funcţionare, s-a recomandat pentru întreprinderea producătoare antecamera A_2, unghiul de avans la injecţie de 17° RAC şi pulverizatorul cu jet lung de combustibil.

În continuare se intreprind cercetări pentru diminuarea răcirii aerului din antecameră şi pentru mărirea presiunii la sfîrşitul compresiei, în vederea reducerii mai pronunţate a întîrzierii la autoaprindere, pentru asigurarea performanţelor maxime pe care le poate dezvolta motorul în condiţiile de forţare date.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aramă, C.* şi a., Motoare cu ardere internă. Editura tehnică, Bucureşti, 1966.

[2] *Hovah, M.S.*, şi a., Vliania ohlajdenia sredi pri vprîske na zaderjku vosplamenenia jidkovo toplivo. In volumul Avtotractornie dvigateli. Izd. Maşinostroenie. Moskva, 1968. p. 145–161.

[3] *Sitkei, G.*, Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren. Springer – Verlag, 1964.

[4] *Portnov, D. A.*, Bistrohodnie turboporşnevie dvigatelis vosplameneniem ot sjatia. Maşghiz. Moskva. 1963.

◆

REALIZĂRI ÎN CONSTRUCŢIA DE MAŞINI DIN ROMÂNIA

CZ ;621.824.3 ;621.785.545

Călirea prin inducţie a fusurilor arborilor cotiţi

ing. **Dorin STANCIU** ing. **Ioan LAZĂR** – Intreprinderea„ Tractorul" – Braşov

1. Introducere

Călirea superficială a fusurilor arborilor cotiţi în vederea reducerii uzurii a apărut necesară odată cu dezvoltarea industriei de autovehicule în general şi a motoarelor diesel în special, acum aproximativ o jumătate de secol.

Iniţial, pentru realizarea călirii superficiale, a fost folosită metoda încălzirii cu flacără oxiacetilenică sau gaz aerian, pentru ca la sfîrşitul deceniului al treilea să se înceapă trecerea la încălzirea prin inducţie. [1]

Încălzirea prin inducţie prezintă avantaje importante faţă de metoda încălzirii cu flacără, prin faptul că încălzirea se realizează direct în stratul de călit, ca urmare a parcurgerii suprafeţei de călit de către curenţii induşi, are deci un randament superior, energia transmisă piesei este precis controlabilă, procesul de încălzire-răcire este reproductibil de la o piesă la alta, timpii necesitaţi de procesul de călire sînt reduşi, utilajele de călire sînt de gabarit redus, se pretează la un grad avansat de automatizare şi îndeplinesc toate condiţiile pentru a putea fi integrate pe liniile de fabricaţie, scutind astfel transportul intern.

Iniţial călirea prin inducţie a lagărelor arborilor cotiţi a fost făcută utilizînd procedeul călirii simultane.

2. Călirea simultană

În figura 1 se dă un exemplu de călire simultană a unui fus. Acesta este înconjurat de un inductor, alcătuit din două jumătăţi de spiră presate una pe alta [2,3]

Partea superioară 1, asigură alimentarea cu energie, fiind conectată la sursa de alimentare, partea inferioară 2 servind la închiderea spirei în jurul fusului de călit. Curentul circulă prin cele două suprafeţe de contact *a* şi *b*.

Încălzirea se efectuează simultan, pe toată suprafaţa de călit pînă la temperatura de călire, din spiră fiind trimis apoi jetul de lichid de răcire, prin orificiile plasate pe întreaga circumferinţă a inductorului.

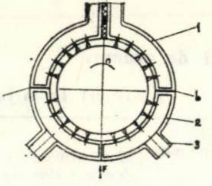


Fig. 1

Pentru introducerea şi scoaterea fusului în şi din inductor, cele două jumătăţi de spiră 1 şi 2 trebuie îndepărtate una de cealaltă.

În timpul procesului de încălzire-răcire fusul poate sta fix — în acest caz problema centrării lagărului faţă de spira inductoare fiind primordială în asigurarea unei încălziri uniforme — sau poate fi rotit, în acest caz problema centrării nemaijucînd un rol atît de însemnat.

Această metodă prezintă o serie de dezavantaje;

— necesită realizarea unei cît mai perfecte centrări a fusului faţă de spira inductoare, în special la procedeul în care arborii cotiţi nu sînt rotiţi; datorită uzurii suprafeţelor de contact *a* şi *b* ale celor două jumătăţi ale spirei poate apărea o ovalizare a inductorului care duce la încălziri neuniforme pe contur;

— este necesară menţinerea unui contact electric uniform între cele două jumătăţi ale spirei inductorului, deoarece orice slăbire de contact axială duce la o repartiţie neuniformă a curentului, ceea ce influenţează încălzirea şi în mod corespunzător stratul călit;

— supraîncălzirea muchiilor găurilor de ungere conduce la fisurări frecvente în aceste zone; pentru evitarea apariţiei fisurilor fie se astupă găurile de tungere cu dopuri, fie se lasă un timp de uniformizare a emperaturii între sfîrşitul încălzirii şi începutul operaţiei de răcire;

— maşinile de călit au o construcţie complicată, trebuind să asigure introducerea şi scoaterea fusului, în şi din interiorul spirei inductoare;

— maşinile de călit nu au un caracter universal, inductorii avînd o poziţie axială fixă şi fiind destinate unui singur tip de arbore cotit.

3. Metoda de călire prin inducţie axială progresiv repetată şi răcire simultană.

În ultimul timp, în tehnica încălzirilor prin inducţie în vederea călirii a început să fie utilizat pe scară din ce în ce mai largă procedeul de încălzire progresiv repetată şi răcire simultană [4], procedeu care s-a extins datorită avantajelor pe care le prezintă.

În figura 2 se dă schema de călire prin acest procedeu.

Inductorul 1, un conductor rectiliniu înconjurat pe suprafeţele neactive de un concentrator magnetic 2 şi montat paralel cu axul suprafeţei de revoluţie a piesei ce urmează a fi călită, încălzeşte la un moment dat porţiunea de suprafaţă *a* situată în dreptul său. Ca urmare a rotaţiei piesei în jurul axului propriu cu o rotaţie convenabilă, are loc încălzirea progresivă pe circumferinţă şi repetată datorită trecerii aceleiaşi porţiuni de suprafaţă de mai multe ori prin dreptul spirei active 1. În acest mod întreaga suprafaţă este adusă la temperatura de călire. Răcirea se efectuează simultan pe întreaga suprafaţă, fie prin imersiune într-un bazin de răcire fie prin folosirea unui număr corespunzător de duşuri de tip 3 şi 4, care asigură răcirea rapidă a întregii suprafeţe. În cazurile în care densitatea de energie electromagnetică nu poate fi realizată de un singur conductor activ, se pot monta mai multe conductoare în serie, încadrate şi ele de concentratoare magnetice. Acestea pot fi montate în zonele *c* şi *d* din figura 2, astfel încît să permită aducerea uşoară a piesei de călit în dreptul inductorului.

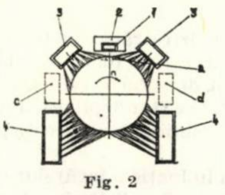


Fig. 2

Procedeul prezintă avantajul că datorită pauzelor între două încălziri ale aceleiaşi porţiuni de suprafaţă permite o egalizare a temperaturii; suprafeţele axelor care au diverse neuniformităţi sau găuri de ungere, cum este şi cazul arborilor cotiţi, se încălzesc uniform, nu mai apar supraîncălziri locale care să conducă la producerea de fisuri, nemaifiind necesar să se ia măsuri speciale. El permite călirea unor axe cu suprafeţe complicate, care prin procedeele obişnuite, progresive sau simultane, se obţineau greu sau cu o productivitate redusă. Amintim de exemplu axele cu guler. Subliniem în mod deosebit posibilităţile uşoare de dirijare a energiei electromagnetice spre suprafeţele de călit, utilizînd pe porţiunile respective concentratoare magnetice. Procedeul permite realizarea unor utilaje de productivitate ridicată, la care timpii de manipulare a piesei sînt reduşi, datorită faptului că piesa nu mai trebuie adusă în interiorul unei spire închise, ci plasată în apropierea unui inductor rectiliniu.

4. Călirea arborilor cotiţi folosind procedeul încălzirii progresiv repetate cu răcire simultană.

Procedeul indicat este aplicat cu bune rezultate şi în cazul călirii fusurilor arborilor cotiţi [5,6]

Funcţie de diametrul şi lungimea axială a fusului, respectiv de suprafaţa ce urmează a fi călită, de materialul arborelui, de adîncimea stratului de călit şi de duritatea cerută, se adoptă o construcţie de inductor, avînd în mod obişnuit trei sau patru conductoare active montate axial. În figura 3 se indică o construcţie de principiu a unui astfel de inductor cu trei conductoare active axiale, acest tip de inductor fiind folosit la călirea fusurilor avînd diametre de 60—80 mm şi lungimi axiale reduse de 30—40 mm. Spirele active 1 sînt prevăzute pe porţiunea axială cu concentratoarele magnetice 3, acestea avînd rolul de a concentra energia electromagnetică în zonele *a* de sub ele, încălzindu-le. În timpul încălzirii şi răcirii fusul 7 este rotit cu o turaţie convenabilă. Sprijinirea inductorului pe fus şi distanţarea faţă de acesta în timpul rotirii este asigurată de distanţierele 5, rezistente la uzură şi confecţionate din material magnetic. Distanţierele 5 sînt susţinute de dispozitivele de fixare şi reglaj 6. La partea inferioară se află montate duşurile 8, de unde lichidul de răcire este proiectat asupra lagărului.

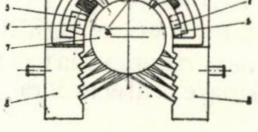


Fig. 3

În figura 4 se reprezintă spira desfăşurată a inductorului, cu concentratoarele magnetice, dispozitivele de sprijin şi porţiunea de lagăr corespunzătoare. Aici s-au notat: conductoarele active axiale 1; conductoarele laterale 2; concentratoarele magnetice 3 şi 4; distanţierele de sprijin 5.

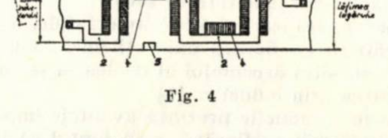


Fig. 4

În figura 5 se prezintă spira desfășurată a unui inductor cu patru conductoare active axiale. Si aici s-au notat: conductoarele active axiale 1; conductoarele laterale 2; concentratoarele magnetice 3 și 4; distanțierele de sprijin 5; dușurile suplimentare 6. Acest tip de inductor se folosește la lagăre de dimensiuni mai mari pentru diametre de 80—100 mm și lățimi ale lagărelor peste 40 mm, dimensiuni la care este posibilă montarea dușurilor de răcire suplimentare 6, care asigură o răcire cît mai intensă a lagărului.

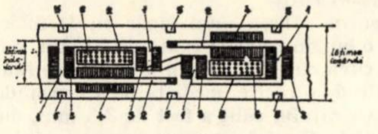


Fig. 5

Avantajul principal al tipurilor de inductoare descrise constă în faptul că înconjoară cel mult jumătate de circumferință a lagărului de călit, ceea ce permite foarte ușor plasarea lor pe fus.

5. Particularitățile călirii fusurilor arborilor cotiți.

După cum s-a arătat, numărul conductoarelor active axiale folosite la călirea unui fus este dependent de dimensiunile geometrice ale acestuia. Din cauza lățimii reduse a fusului, o parte importantă a energiei produse în suprafață se transmite axial, transmitere la care mai contribuie în mare măsură și masa brațelor care încadrează fusul. Acest fenomen conduce la o încălzire neuniformă pe direcție axială, obținînd un strat călit neuniform. Pentru evitarea acestui fenomen se utilizează încălzirea suplimentară pe care pot să o producă conductoarele laterale care înseriază conductoarele active axiale atît din punct de vedere electric cît și al apei de răcire proprii. Chiar fără concentratoare magnetice, conductoarele laterale 2 sînt capabile să producă o anumită încălzire suplimentară în zonele de capăt, datorită efectului de buclă, ceea ce duce la repartizarea curenților pe partea lor interioară.

Pentru ca energia electromagnetică transmisă de conductoarele laterale 2 să corespundă pierderilor de energie termică prin transmisie axială trebuie ca aceștia să îmbrățișeze porțiunile de capăt ale fusului pe o lungime determinantă. Deoarece această lungime nu poate fi mai mare decît jumătatea circumferinței și spațiile disponibile sînt restrînse, se recurge la montarea și pe brațele laterale 2 a unor concentratoare magnetice 4 (vezi figurile 3, 4 și 5)

Datorită acestui fenomen se constată o creștere accentuată a puterii specifice necesare la lagărele cu dimensiuni axiale reduse, în jur de 30 mm, la care puterile specifice depășesc 1KW/cm², atingînd uneori și valori de 1,5 KW/cm², în timp ce lagărele cu dimensiuni axiale în jur de 70 mm necesită în condiții corespunzătoare 0,6—0,8 KW/cm².

În cazurile în care nu se respectă raportul dintre energia electromagnetică suplimentară cedată de conductoarele laterale și energia termică transmisă axial, apar neuniformități de încălzire și respectiv de strat călit așa cum se arată în figura 6.

În figura 6, a este prezentat cazul unei subcompensări, stratul călit avînd forma de semilună, în figura 6, b cazul unei supracompensări, iar în fig. 6, c cazul compensării corecte; se remarcă uniformitatea stratului.

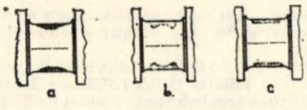


Fig. 6

Interstițiul inductor-piesă este menținut la o valoare constantă în timpul încălzirii și răcirii cu ajutorul distanțierelor de sprijin 5, acestea echivalînd cu centrarea piesă-inductor în cazul folosirii inductoarelor inelare. Condițiile de realizare a centrării sînt practice și simple atît din punct de vedere constructiv cît și al întreținerii.

În timpul rotirii arborelui, inductorul trebuie să se sprijine în permanență de fusul de călit. Acest lucru se realizează folosind greutatea proprie a inductorului și a transformatorului său de adaptare, montate pe un mecanism care permite deplasarea într-un plan perpendicular pe axul arborelui. Se asigură astfel urmărirea de către inductor a suprafeței fusului de călit. Dacă deplasările inductorului sînt mici în cazul fusurilor palier, în cazul fusurilor maneton inductorul trebuie să-l urmărească în timpul rotației acestuia în jurul axului arborelui, așa cum rezultă din fig. 7. În toate pozițiile, inductorul trebuie să aibă o poziție verticală, pentru a putea asigura o încălzire uniformă pe circumferință. Menținerea interstițiului inductor-fus la o valoare constantă constituie de asemenea o condiție importantă în vederea obținerii unui strat călit uniform. Abaterile axiale ale acestui interstițiu conduc la obținerea unui strat călit neuniform de la un capăt la celălalt al fusului.

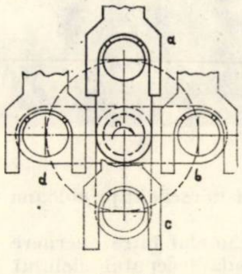


Fig. 7

Figura 8 ilustrează o secțiune printr-un fus, la care inductorul nu a avut o poziție corectă în timpul călirii. Se observă că inductorul nu a fost așezat pe centrul fusului și de aceea stratul este deplasat; interstițiul inductor-fus nu a fost uniform, iar stratul este înclinat; energia cedată de conductoarele laterale a fost mai mare decît pierderile termice axiale și de aceea apar cele două proeminențe de strat ca urmare a unei încălziri puternice.

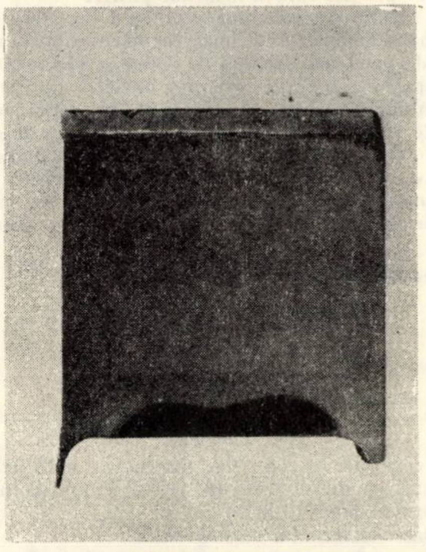


Fig. 8

6. Mașini de călit realizate.

Pornind de la considerentele tehnologice și constructive prezentate mai înainte, s-a urmărit construirea unor mașini de călit cu un înalt grad de universalitate, gradul de automatizare fiind corespunzător productivității cerute de producția de arbori cotiți. La producții medii, pentru arborii motoarelor diesel cu puteri de 45—60 CP se folosesc mașini cu ciclu automat sau semiautomat (brevet RSR. 55 658) (fig. 9).

Maşina este alcătuită dintr-un batiu pe care se poate deplasa o masă mobilă, pe aceasta între două chernere dintre care unul de antrenare putînd fixa arborele de călit. Inductorul, cuplat fix pe un transformator de adaptare, este montat prin intermediul unui mecanism oscilant pe coloana verticală a maşinii, solidară cu batiul.

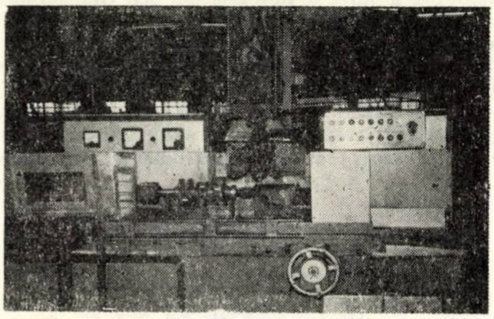


Fig. 9

După fixarea arborelui între chernere se comandă de la pupitrul de comandă începutul ciclului automat. Masa se deplasează pînă ce fusul de călit ajunge în dreptul inductorului. Pe această poziţie ea se opreşte, inductorul coboară pe fus, arborele începe să se rotească, şi are loc încălzirea şi apoi răcirea cu un jet de lichid eliberat direct din inductor. Intreaga operaţie de încălzire-răcire este comandată de un programator de timp. După terminarea răcirii inductorului cu transformatorul său de adaptare se ridică, ajungînd în poziţia sa superioară, dînd comand apentru deplasarea mesei pentru a aduce un un alt fus de călit în dreptul inductorului. După terminarea călirii tuturor fusurilor masa revine automat la poziţia sa iniţială. Întreg ciclul decurge în mod automat, încărcarea şi descărcarea maşinii efectuîndu-se manual. O astfel de maşină se foloseşte pentru călirea fusurilor palier.

Pentru călirea fusurilor maneton se foloseşte o variantă a acestei maşini la care numai operaţie de coborîre a inductorului pe fus şi de pornire a ciclului de călire se efectuează manual, restul operaţiilor, inclusiv revenirea mesei în poziţia sa iniţială după terminarea ultimei operaţii de călire, avînd loc automat. Rezultă de aici că ambele maşini montate una lîngă cealaltă pe linia de fabricaţie pot fi deservite şi supravegheate de un singur om, care montează şi demontează arborii pe maşini şi în plus comandă operaţiile de coborîre a inductorului pe fus şi pornirea ciclului de călire la călirea fusurilor maneton.

7. Caracteristicile maşinii.

Puterea	100 KW
Tensiunea	750 V
Frecvenţa	8000 Hz.
Dimensiunea maximă între chernere	1000 mm
Dimensiunea maximă de fus	Ø 80×30 mm
Productivitatea	12 bucăţi de arbori pe oră pentru patru paliere sau trei manetoane

O altă variantă o constituie maşina de călit arbori cotiţi pentru motoare diesel mari, de puteri cuprinse între 130 şi 150 CP (brevet RSR 55.658)

Principial, construcţia este aceeaşi.

Deoarece producţia este mai redusă, maşina este comandată manual, de la un pupitru de comandă, operaţiile decurgînd ca în descrierea maşinii semiautomate.

8. Caracteristicile maşinii sînt:

Puterea	200 KW.
Tensiunea	750 V.
Frecvenţa	8000 Hz.
Dimensiunile maxime ale fusului	Ø 100×80 mm
Lungimea maximă între chernere	1500 mm.
Productivitatea :	un lot de zece arbori în cinci ore, un arbore cotit avînd patru lagăre maneton şi cinci lagăre palier de doi timpi.

9. Realizări practice

Din experimentările efectuate cu ocazia omologării inductoarelor şi a regimurilor de lucru pentru diverse tipuri de lagăre au rezultat o serie de date practice care constituie o bază de plecare atunci cînd se pune problema călirii altor tipuri de lagăre de arbori cotiţi.

Astfel, pentru călirea unui lagăr cu Ø 59×32 mm din OLC 45, cu o lungime axială călită de 27 mm, a fost necesară o putere de circa 80 KW, timpul de încălzire fiind de 15 secunde urmată de o răcire imediată de 15 secunde.

Adîncimea stratului călit a fost de 3,5 mm, duritatea fiind de 55—60 HRC. S-a folosit un inductor cu trei conductoare active pe direcţie axială ca cel din figura 10.

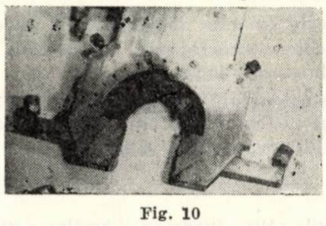


Fig. 10

Pentru un alt tip de lagăr avîn ddimensiunile de Ø 93×74 mm din OLC 45, cu o lungime axială călită de 68 mm, a fost necesară o putere medie de circa 130 KW şi timpul de încălzire de 20 de secunde, iar timpul de răcire de 25 de secunde.

Adîncimea stratului călit obţinut este de 5 mm, duritatea fiind de 50—54 HRC. Forma stratului este dată în figura 11.

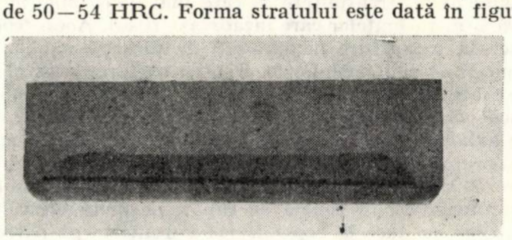


Fig. 11

Trebuie subliniat faptul că valorile puterilor medii absorbite indicate se referă la puteri absorbite de maşină din reţeaua de medie frecvenţă.

10. Concluzii

Cele trei maşini prezentate mai sus prezintă un mare grad de universalitate, prin faptul că la simpla schimbare şi reglare a dispozitivelor şi folosind un indicator adecvat pot căli orice fusuri la arbori care pot fi fixaţi între chernerele maşinii şi care au suprafeţe ce nu necesită puteri care să depăşească puterea nominală a maşinii.

Maşinile au posibilităţi uşoare de adaptare la alte regimuri de lucru, deoarece transformatorul de adaptare este dotat cu prize de reglaj, bateria de compensare este reglabilă în trepte, iar de la pupitrul de comandă cu ajutorul unui reostat se poate realiza un reglaj fin de tensiune. Rezultatele obţinute din punct de vedere calitativ, productivităţile înalte care se realizează, gradul înalt de automatizare pe care îl pot avea maşinile, au permis extinderea simultană la aproape toate tipurile de arbori cotiţi din programul de fabricaţie al întreprinderii.

BIBLIOGRAFIE

1. — *Seulen, G.H., Reinke, R.H* ; An up-to-date look of induction hardening equipment for cranksgafts. În ; Elektro-Wärme-International, nr. 31 (1973), B4 august.
2. — *Suhoţkii, A.E., Riskin, S.E* ; Induktori dlia inductionova nagreva maşinostroitelnih detalei. In ; Editura G.N.T.I.M.S.L. — Moskva, 1954
3. — *Vazaca, Chr* ; Încălzirea prin inducţie în joasă şi înaltă frecvenţă. Ed. Academiei RSR., Bucureşti, 1956.
4. — *Spark, O.S* ; Automatisches Induktionshärten mit Schleifinduktoren. În ; Werkstattstechnik, nr. 3/1970
5. — *Seulen, G.W* ; Automatisierung beim Oberflächenhärten und Warmeform durch induktive Wärmeverfahren. În ; Elektrowärme, Band 23, nr 11/1965
6. — *Golovin, G.F. Evanghelova, E.P* ; Zahalka colenciatov valov s vrascenien In ; Promişlenoe primenenie tokov visokoiciastoti. Trudi VHII—TVCI Vipusc 10. Izdatelno Maşinostroienie, Leningrad, 1969

CZ ; 621.914.3.6 ; 621.833.01 ;669.14.018.298

Cercetări privind influenţa microstructurii oţelului OLC 45 asupra momentului şi forţei la danturarea cu freza-melc modul

Ing. Emil **ŢÂRU**; dr. ing. Mihail **TEODORESCU** –
Institutul politehnic – Galaţi
Ing. George **ROTARU** –
ICPMUA – Bucureşti

1. Introducere

Cunoaşterea cît mai precisă a forţei de aşchiere este necesară atît pentru proiectarea maşinii-unelte, a sculelor şi dispozitivelor cît şi pentru stabilirea regimului de aşchiere corespunzător [1, 2].

În producţia de roţi dinţate, o pondere tot mai mare o capătă tratamentul termic, în scopul obţinerii de piese cu proprietăţile de exploatare superioare, din oţeluri mai ieftine.

S-a extins astfel preocuparea unui colectiv al catedrei de tehnologie a construcţiei de maşini de la Institutul politehnic din Galaţi [3, 4], pentru studiul influenţei structurii materialului prelucrat asupra unor indici ai prelucrabilităţii şi la prelucrări prin aşchiere mai complicate decît la strunjire.

2. Condiţii experimentale

Pentru cercetare s-au folosit semifabricate din OLC 45 STAS 880–66, supuse tratamentului termic de călire şi revenire la diferite temperaturi, pentru obţinerea unor durităţi diferite. Microstructurile obţinute sînt prezentate în figura 1 : a) starea de livrare ; b) călire şi revenire la 580°C ; c) călit şi revenit la 530°C ; d) călit şi revenit la 480°C ; e) călit şi revenit la 415 C.

Dimensiunile epruvetelor : $D_{ex} = 76$ mm, $D_{int} = 56$ mm, $B = 150$ mm, au permis obţinerea unor roţi dinţate cu numărul de dinţi egal cu 23 şi modulul m = 3 mm. Grosimea pereţilor epruvetelor a permis ca structura de îmbunătăţire să fie uniformă pe secţiune. După tratamentului termic s-a măsurat duritatea obţinută şi s-a strunjit fiecare epruvetă la diametrul de 75 mm, cu toleranţă de ± 0,01 mm, pentru ca influenţa bătăii radiale să fie foarte redusă.

În tabelul 1, sînt arătate caracteristicile mecanice şi microstructura epruvetelor folosite.

Tabelul 1

Caracteristici	Starea de livrare	Revenirea la temperatura de			
		580°C	530°C	480°C	415°C
Duritatea *HB*	199	230	260	285	313
Rezistenţa la rupere σ_r	68,7	80,6	89,7	100	121,6
Rezistenţa la curgere σ_c	38	69	78,3	90,6	124
Alungirea δ_5 %	22,1	24,1	19,7	17,6	10,7
Alungirea reală ln A_0/A	40,5	94,2	88,5	71	41
Gîtuirea la rupere *Z* %	22,8	61	59	50,8	22,3
Rezistenţa reală (la gîtuire) σ_g	86,5	97,8	105	117,3	145
Rezilienţa *KCU* 30/2	4,1	12	11,4	9,9	6,9
Structura	Ferită+ perlită	Sorbită			

Prelucrarea danturii s-a executat pe o maşină de frezat roţi dinţate, FD 500, cu precizie mărită. Frezarea s-a făcut în sensul avansului, dintr-o singură trecere şi cu următoarele avansuri reale de lucru : 0,55 ; 0,63 ; 0,8 ; 0,9 ; 1 ; 1,2 ; 1,4 ; 1,62 ; 2,15 ; 2,45 ; 2,75 ; 3,07 şi 3,4 mm/rot piesă. Freza – melc modul folosită are următoarele caracteristici :

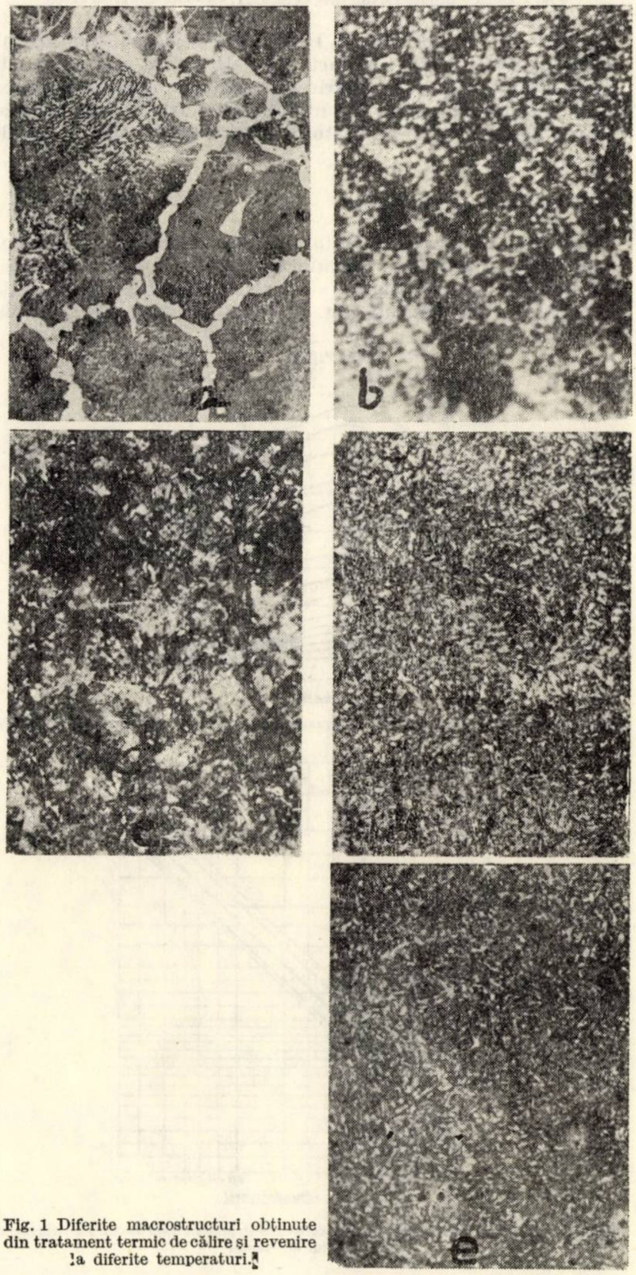


Fig. 1 Diferite macrostructuri obţinute din tratament termic de călire şi revenire la diferite temperaturi.

$D_{es} = 80$ mm, $\alpha_d = 20°$, $z_k = 11$ piepteni, $\omega_{ds} = 2°22'$, clasa de precizie *A – A*, conform DIN 8002 B, execuţie Klingelnberg. Viteza de frezare corespunzătoare turaţiei de $n = 75$ rot/min, este de 18,8 m/min.

3. Aparatura folosită

Pentru studierea forţei de frezare la danturare s-a proiectat şi realizat un dorn tensometric din oţel 41 MoC11 (fig. 2), îmbunătăţit la 35 HRC, care a permis măsurarea tuturor componentelor raportate la sculă [5]. Mărcile tensometrice Philips PR 9832 K/10 FE au fost montate în punte Wheatstone. Variaţiile de tensiune din mărci, au fost captate cu ajutorul unui colector rotativ SK 12 Hottinger, fiind apoi amplificate într-o punte cu frecvenţă purtătoare de 5 kHz, cu şase canale tip KWS/6T−5. Pentru mărirea preciziei de măsurare puntea s-a echilibrat şi reglat cu un milivoltmetru digital. Oscilogramele s-au realizat cu ajutorul unui oscilograf cu 12 canale tip SE 3008.

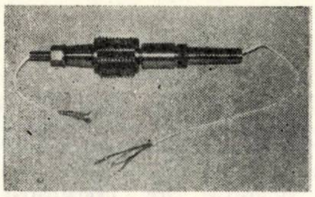


Fig. 2 Dorn tensometric din oţel 41 MoC11, îmbunătăţit la 35 HRC

4. Rezultate experimentale.

În urma prelucrării rezultatelor experimentale s-a obţinut modul de variaţie a momentului de frezare cu duritatea oţelului OLC 45, pentru diferite stări structurale (fig. 3), variaţia momentului cu avansul (fig. 4) şi cu modulul (fig. 5). Din figura 3, se observă că momentul de frezare creşte cu duritatea pînă la o valoare de 230−235 unităţi Brinell, apoi scade continuu, cu atît mai accentuat cu cît valorile avansului sînt mai mari.

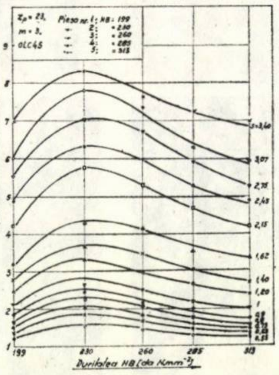


Fig. 3 Dependenţa momentului de frezare, de duritatea materialului prelucrat

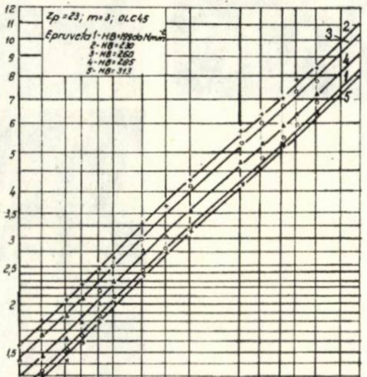


Fig. 4 Variaţia momentului de frezare cu avansul, pentru diferite durităţi ale materialului epruvetei

Reprezentarea în coordonate dublu − logaritmice a variaţiei momentului cu avansul, pentru diferite stări structurale ale materialului prelucrat (fig. 4), permite obţinerea unei relaţii de forma :

$$M_{tm_i} = C'_{M_i}\, s^{0,94}\ [\text{daN.m}], \qquad (1)$$

în care coeficientul C'_{M_i} are valorile date în tabelul 2, în care este dată şi variaţia relativă a valorii momentului la danturarea roţilor dinţate cu stările structurale diferite luate în studiu, calculată cu relaţia :

$$\Delta M\ \% = \frac{M_{tm_i} - M_{tm_1}}{M_{tm_1}} \cdot 100 \qquad (2)$$

Tabelul 2

Epruveta cu starea structurală nr.	1	2	3	4	5
C'_{Mi}	2,06	2,70	2,51	2,26	1,97
$\Delta M\%$	0	31,1	21,9	9,7	−4,8

Din reprezentarea în coordonate dublu logaritmice a variaţiei momentului în funcţie de starea structurală, obţinută la revenirea la diferite temperaturi, ia naştere următoarea relaţie :

$$M_{tm} = \frac{472\ s^{0,94}}{\text{HB}^{0,95}}\ [\text{daN.m}]. \qquad (3)$$

Relaţia (3) are domeniul de valabilitate pentru structuri de revenire la oţelul OLC 45, avînd duritatea HB = 230... 350 daN/mm². Ea poate fi extinsă şi la alţi moduli, utilizînd pentru exponentul x_M al acestora valoarea 1,78 determinată pe baza diagramei din figura 5. Se obţine astfel o relaţie generală :

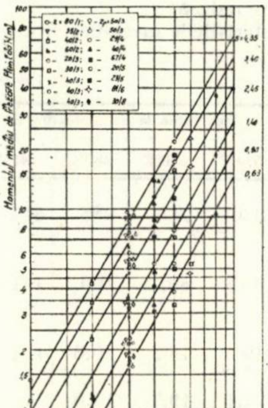


Fig. 5 Variaţia momentului de frezare cu modulul, pentru diferite avansuri de aşchiere

$$M_{tm} = \frac{69\ m^{1,78}\ s^{0,94}}{\text{HB}^{0,95}}\ [\text{daN.m}], \qquad (4)$$

care cuprinde atît influenţa structurii materialului prelucrat, cît şi a modului şi avansului de frezare.

Pentru valorile modulului cuprinse între 1 şi 10 mm (freze DIN 8002 B), legătura dintre diametrul exterior şi modul este de forma :

$$D_{es} = 44\ \mathrm{m}^{0.49} \quad [\mathrm{mm}], \tag{5}$$

stabilită pe baza diagramei din figura 6.

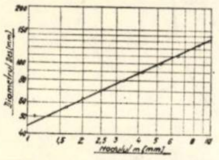


Fig. 6 Variaţia diametrului exterior al frezei, cu modulul

Înlocuind această valoare în relaţia (4), se obţine expresia de calcul a forţei periferice de danturare :

$$F_{pm} = \frac{2\,M_{tm}}{D_{es}} = \frac{3136\ m^{1,29}\ s^{0,94}}{\mathrm{HB}^{0,95}} \quad [\mathrm{daN}]. \tag{6}$$

5. Concluzii :

Din analiza rezultatelor prezentate în această lucrare se observă că influenţa materialului prelucrat asupra forţei de aşchiere nu se poate indica în mod simplu, cum se prezintă în general în literatura de specialitate, ci aceasta trebuie făcută ţinînd neapărat seama şi de starea structurală a acestuia. Pentru cazul oţelului OLC 45, cu diferite structuri de revenire, rezultă ca deosebit de important faptul că momentul de frezare, deci şi componenţa principală a forţei de aşchiere, se micşorează odată cu creşterea durităţii materialului prelucrat. Ţinînd seama de necesitatea folosirii tratamentului termic la oţeluri, lucrarea aduce o precizare importantă privind determinarea valorilor reale ale momentului şi forţei de frezare, fapt care permite folosirea mai raţională a maşinilor de frezat dantura prin rulare şi optimizarea procesului tehnologic de danturare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lăzărescu, I.D* ; Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor. Editura didactică şi pedagogică Bucureşti, 1964.

[2] *Minciu, C* ; Măsurarea eforturilor de aşchiere la frezarea cu freză-melc modul. In ; Construcţia de maşini, nr. 2, Bucureşti, 1971.

[3] *Teodorescu, M., Ciucă, C., Ţâru, E. şi Tarău, I* ; Studiul influenţei structurii asupra prelucrabilităţii prin aşchiere a oţelului OLC 60. In ; Construcţia de maşini, nr. 7, Bucureşti 1968,

[4] *Teodorescu, M. şi Ţâru, E* ; Contribuţii la studiul influenţei structurii materialului prelucrat asupra mărimii forţelor de aşchiere la strunjire. In ; Lucrări ştiinţifice, Institutul politehnic – Galaţi, vol. 5, 1972.

[5] *Ţâru, E.* Forţele de aşchiere la danturarea roţilor dinţate cu scule-cremalieră In ; Lucrări ştiinţifice, Institutul politehnic – Galaţi, vol. 5, 1972.

◆

CZ :621.923

Rectificarea fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe

Ing. Gheorghe **COMAN** – Institutul politehnic – Iaşi
Ing. Viorel **BADEA** – Intreprinderea „Timpuri Noi" – Bucureşti
Ing. Diomid **NĂSTASE** – Intreprinderea de rulmenţi – Bîrlad

Folosirea maşinilor de rectificat fără centre pentru prelucrarea de finisare a pieselor de maşini datează de multă vreme, chiar din anul 1853, cînd se foloseau pentru rectificarea acelor (însă aceste maşini erau de tipul cu un singur disc abraziv). În anul 1915 au apărut primele maşini de rectificat fără centre după principiile constructive cunoscute şi răspîndite în prezent, cu două discuri abrazive şi riglă de susţinere pentru semifabricat. După aproximativ patru decenii au fost elaborate însă noi metode de rectificare fără centre, prin înlocuirea discului conducător şi a riglei de susţinere cu două reazeme fixe montate pe carcasa cutiei de viteze.

Metodele de rectificare fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe fac obiectul mai multor brevete. Astfel, în figura 1 se prezintă principiul rectificării interioare fără centre a inelelor de rulmenţi cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe, iar în figura 2 principiul rectificării exterioare fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe, care fac obiect al brevetului nr. 2.478.607 (SUA).

În figura 1 inelul de rectificat 1 se sprijină cu suprafaţa frontală pe un platou instalat pe capătul arborelui principal al maşinii de rectificat şi cu suprafaţa cilindrică exterioară pe reazemele fixe 2, instalate direct sau prin intermediul unei plăci de bază pe carcasa cutiei de viteze. Rolele 3 presează frontal inelul de rectificat pe platou, dînd în acest fel naştere unui cuplu de frecare care antrenează inelul de rectificat în mişcare de rotaţie. Excentricitatea centrului de rotaţie al arborelui principal 0 cu centrul de rotaţie al inelului de rectificat C (fig. 1 a), respectiv excentricitatea axei rolelor de presare frontală cu centrul comun de rotaţie al arborelui principal şi al inelului de rectificat (fig. 1 b) dau naştere unei forţe transversale care presează inelul de rectificat pe reazemele fixe [2, 6, 7].

Principiul de instalare a semifabricatului din figura 1a se adoptă cînd rectificarea se face pînă la opritor sau cînd se foloseşte un aparat de măsurat de control activ (caz generalizat în prezent), iar principiul de instalare a semifabricatului din figura 1b se adoptă cînd controlul dimensional al prelucrării mecanice se face cu calibru.

În figura 2 inelul de rectificat 1 se sprijină frontal pe o flanşă instalată pe capătul arborelui principal al maşinii de rectificat şi cu suprafaţa cilindrică interioară pe reazemele fixe 2. Şi în acest caz există o excentricitate între centrul de rotaţie al arborelui principal 0 şi centrul de rotaţie al inelului de rectificat C.

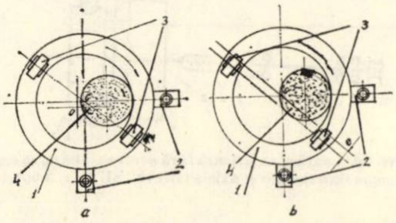


Fig. 1 Rectificarea interioară fără centre a inelelor de rulmenţi cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe (Brevet SUA, nr. 2. 478. 607)

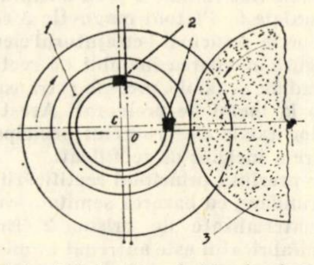


Fig. 2 Rectificarea exterioară fără centre a inelelor de rulmenţi cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe (Brevet SUA, nr. 2.478.607)

În ambele cazuri, discul de rectificat 4, respectiv 3, este în contact cu inelul de rectificat pe orizontala care trece prin centrul inelului de rectificat.

În figura 3 se prezintă principiul rectificării interioare fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe, obiect al brevetului nr. 2.758.427 (SUA).

Inelul de rectificat 1 se sprijină pe reazemele fixe 2 şi 3 amplasate simetric în raport cu planul 6 ce trece prin axa inelului şi este perpendicular pe direcţia avansului de lucru 4 a discului de rectificat 5. Inelul de rectificat 1 este presat pe reazemele fixe 2 şi 3 şi este antrenat în mişcare de rotaţie prin frecare de discul 7, prevăzut cu un lagăr elastic cu arc. Sistemul de instalare a inelului de rectificat este prevăzut şi cu un reazăm suplimentar 8 amplasat puţin deasupra planului orizontal ce trece prin axa discului de rectificat 5 şi reglat astfel încît semifabricatul cu diametrul exterior maxim să se sprijine pe toate trei reazemele fixe 2,3 şi 8. Evident că întrucît majoritatea inelelor de rectificat au diametrul exterior sub cel maxim admisibil, acestea se vor sprijini în timpul prelucrării mecanice pe două din cele trei reazeme fixe. Astfel, la rectificarea de degroşare, deoarece forţele de aşchiere sînt mari, în timpul lucrului inelul de rectificat va fi răsturnat pe reazemele fixe 3 şi 8, iar la rectificarea de finisare, deoarece forţele de aşchiere sînt mici, forţa de presare dezvoltată de rola 7 va ţine inelul de rectificat 1 în contact cu reazemele fixe 2 şi 3. Întrucît la finisare inelele de rectificat sînt menţinute în aceeaşi poziţie de contact cu reazemele fixe 2 şi 3 cu toată diferenţa dintre diametrele exterioare ale acestora, va rezulta acelaşi diametru interior la toate inelele rectificate.

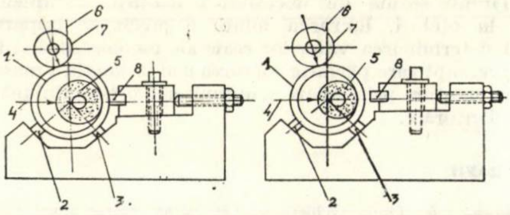


Fig. 3 Metodă de rectificare interioară a inelelor de rulmenţi cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe (Brevet SUA, nr. 2. 758.427)

În figura 4 se prezintă principiul rectificării interioare şi exterioare fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe radiale şi axiale, care fac obiectul brevetului nr. 3.604.161 (SUA).

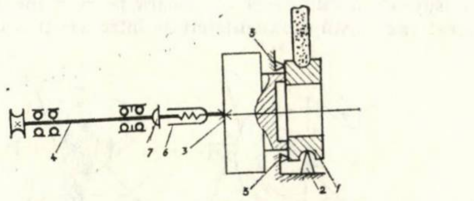


Fig. 4 Rectificarea interioară şi exterioară fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe radiale şi axiale (Brevet SUA nr. 3.604.161)

Inelul de rectificat 1 se sprijină cu suprafaţa cilindrică exterioară pe reazemele fixe radiale 2 şi cu o suprafaţă frontală pe reazemele fixe axiale 5. Platoul magnetic 3 este legat elastic (nerigid) cu arborele principal 4 cu ajutorul elementelor mobile 6 şi 7, care asigură instalarea inelului de rectificat numai pe reazemele fixe radiale şi axiale, precum şi transmiterea momentului de rotaţie la inelul de prelucrat. Acest sistem elimină influenţa bătăilor axiale ale arborelui principal asupra preciziei de prelucrare a inelelor de rectificat.

În figura 5 se prezintă principiul rectificării exterioare fără centre prin pătrundere, cu bazarea semifabricatului 1 pe două reazeme fixe materializate de prisma 2 (Brevet RFG nr. 1.009.525). Semifabricatul este antrenat în mişcare de rotaţie prin intermediul piesei circulare 3. În timpul lucrului, prisma trebuie poziţionată astfel încît planul ei de simetrie să cuprindă axa discului de rectificat 4. Pentru oprirea piesei rectificate după decuplarea mişcării de rotaţie, pot fi prevăzute suplimentar elementele de frînare 5.

Aplicarea acestor procedee de rectificare interioară şi exterioară fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe la prelucrarea mecanică a inelelor de rulmenţi se face după schemele de lucru prezentate în figurile 6 şi 7 [3, 4].

În figura 8 se prezintă principiul constructiv-funcţional al echipamentului tehnologic pentru instalarea semifabricatelor de rulmenţi la rectificarea după procedeul prezentat în figura 1 [1]. Inelul de rectificat 1 este orientat (bazat) în vederea rectificării pe reazemele fixe 10 prevăzute cu pastilele de aliaj dur 11, cu suprafaţa cilindrică exterioară şi pe flanşa 2 cu o suprafaţă frontală, ambele prelucrate prealabil. Semifabricatul este antrenat în mişcare de rotaţie printr-o transmisie cu curele trapezoidale prin intermediul roţii 7, instalate cu doi rulmenţi radiali-axiali pe arborele principal al maşinii de rectificat. Cuplarea inelului de rectificat 1 cu flanşa de antrenare 2, pentru a fi antrenat în mişcare de rotaţie, se face electromagnetic. Manşonul electromagnetic se compune din bucşele 4 şi 5 între care se găseşte bobina 9. Alimentarea bobinei cu curent continuu se face prin inelul colector 3, prevăzut cu o bornă de grafit. Aceste elemente sînt izolate faţă de bucşa exterioară 4 din garnitura de textolit 8. Se observă că spre deosebire de brevetul iniţial s-a renunţat la rolele de presare frontală, forţa respectivă fiind dezvoltată electromagnetic.

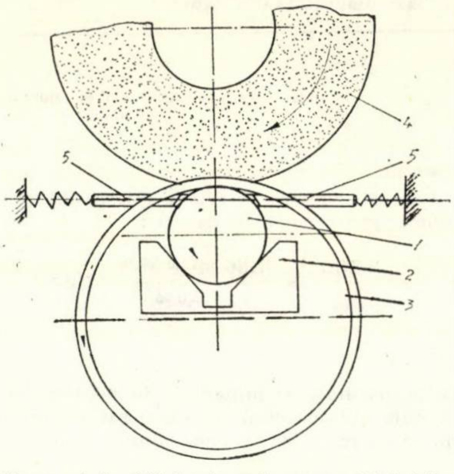


Fig. 5 Rectificarea exterioară fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe (Brevet RFG, nr. 1.009.525)

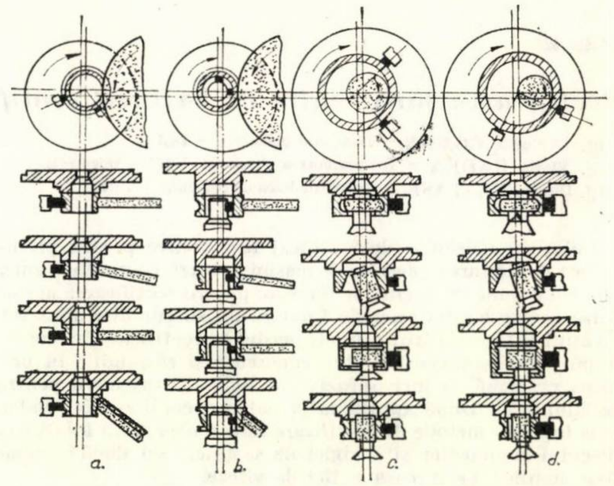


Fig. 6. Procedee de rectificare exterioară (a şi b) şi interioară (c şi d) a inelelor de rulmenţi

În figura 9 se prezintă principiul constructiv-funcţional al echipamentului tehnologic pentru instalarea semifabricatelor de rulmenţi la rectificarea după metoda prezentată în figura 4 [5].

Sistemul de instalare se compune din suportul 1 (care înlocuieşte cutia de viteze a maşinii de rectificat) în care se instalează arborele 2 imobil şi pe care se fixează electromagnetul 3. De asemenea, pe arborele 2 se montează cu ajutorul unor rulmenţi radiali roata de transmisie 4 prevăzută să fie antrenată de un electromotor prin intermediul unei curele de transmisie 5. Cu ajutorul membranei 6 se fixează pe roata de transmisie platoul conducător 7. La capătul anterior al arborelui 2 se instalează blocul reazemelor fixe radiale 8 și axiale 9. Membrana 6 are o rigiditate redusă în direcție axială și o rigiditate suficient de mare în direcție radială, astfel că asigură instalarea inelelor de rectificat numai pe reazemele fixe și în același timp transmiterea momentului de rotație de la roata de transmisie 4 la inelul de rectificat 10.

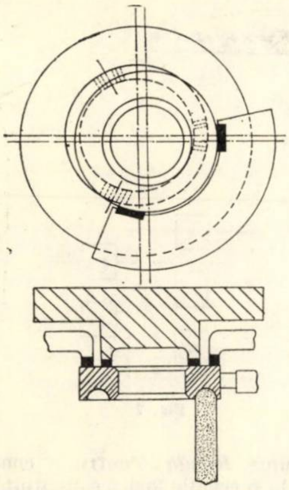


Fig. 7 Rectificarea căilor de rulare la inelele rulmenților axiali cu instalarea semifabricatelor pe reazeme fixe

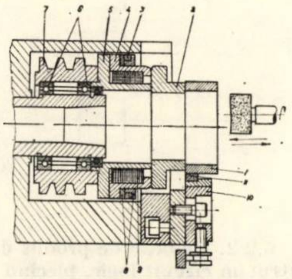


Fig. 8 Echipament tehnologic pentru instalarea semifabricatelor la rectificarea fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe după principiul din figura 1

Sistemul tehnologic funcționează în felul următor. După bazarea inelului pe reazemele fixe radiale și axiale se închide circuitul bobinei electromagnetice și fluxul magnetic Φ_2 traversează inelul de rectificat după schema din figura 9 b. Inelul va fi atras spre reazemele axiale cu forța P_2, iar platoul antrenor către inel cu forța P_1. Între platoul de antrenare și roata de transmisie se prevede jocul δ prin care platoul de antrenare este atras către roata de transmisie cu forța P_3. Pe reazemele radiale inelul de rectificat este presat datorită excentricității centrului de rotație a inelului de rectificat cu platoul de antrenare. La rotirea inelului de rectificat bătaia axială a roții de transmisie este absorbită de membrană, deci nu este transmisă la inelul de rectificat și nu va influența precizia de prelucrare a acestuia.

Apariția metodelor de rectificare fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe a constituit un progres tehnic și economic în creșterea tehnologicității constructive și de exploatare a mașinilor de rectificat fără centre, concretizată prin :

a. simplificarea sistemelor constructive pentru automatizarea ciclului de lucru la mașinile de rectificat fără centre;

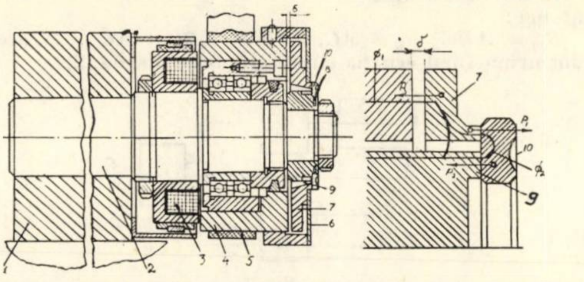


Fig. 9 Echipament tehnologic pentru rectificarea elementelor de rulmenți cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe radiale și axiale

b. creșterea fiabilității și maneabilității sistemelor tehnologice în exploatare;

c. creșterea calității și economicității fabricației la prelucrarea mecanică pe mașinile de rectificat fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe.

Aceste avantaje esențiale au făcut ca la rectificarea pieselor din clasa discuri, îndeosebi a elementelor de rulmenți, să se folosească aproape exclusiv mașinile de rectificat cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe, însă pentru folosirea lor rațională se impune cunoașterea profundă a condițiilor de reglaj în concordanță cu cerințele creșterii calității și economicității fabricației precum și elaborarea echipamentului tehnologic în raport cu aceste cerințe [1, 3].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Coman, Gh.* Transferul erorii de bazare la rectificarea interioară fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe In ; Bul. Inst. Polit. Iași, TXIX (XXIII), fasc. 1–2/73, p. 123–129.

[2] *Coman, Gh.* Transmiterea momentului de rotație la semifabricat în cazul rectificării elementelor de rulmenți cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe In ; Culegere de lucrări de la sesiunea științifică a Intreprinderii mecanice „Nicolina" și Institutului politehnic Iași, 1974.

[3] *Coman, Gh. Dumitrașcu, D.* Unificarea echipamentului tehnologic pentru rectificarea elementelor de rulmenți cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe. In ; Culegere de lucrări de la sesiunea științifică a Intreprinderii mecanice „Nicolina" și a Institutului politehnic – Iași, 1974

[4] *Coman, Gh. Badea, V.* Tehnologii moderne de prelucrare a rulmenților. In ; Mașini-unelte și prelucrarea metalelor prin așchiere (RSR), nr. 4/aprilie 1973, p. 17–32

[5] *Gebel, I.D. Hrolenco, V.F.* Slifovanie na nepodvijnîh osevîh i radialnîh oporah. In ; Stanki i Instrument (URSS) nr. 7/iulie 1973, p. 26–27.

[6] *MacKenzie, R.V.* Centreless Grinding with Shoes, Disks and Rollers. In ; Machinery (SUA) vol. 75, nr. 2/oct. 1968, p. 106–110.

[7] *Merpert, M.P. Reibah, I.S.* Metodî șlifovaniia koleț vîsokoi tocinosti v massovom proizdvodstve ; In ; Stanki i Instrument (URSS), nr. 4/aprilie 1964, p. 22–25.

[8] *Romanov, V.L.* Necruglost izdelii pri bezțentrovom șlifovanii. In ; Stanki i Instrument (URSS), nr. 5/mai 1966.

MATERIALE DOCUMENTARE

CZ ; 681.325 ;51

Prelucrarea automată a datelor (VI)

Algebra Boole și circuitele logice

K

6. Analiza și sinteza circuitelor logice

6.1. *Punerea în ecuație a circuitelor logice*
(analiza circuitelor logice)

Se consideră un ansamblu format din mai multe circuite logice fundamentale sau derivate dispuse ca în figura 1. Se poate scrie că :

$$F_m = f_m(A, B, C)$$
$$F_n = f_n(C, A)$$
$$F = f_p(F_m, D, F_n)$$

Deoarece F_m și F_n sînt funcții de A, B, C, atunci și $F = f(A, B, C, D)$, prezentate în figura 2.

Deci, ansamblul de circuite logice f_m, f_n și f_p constituie el însuși un circuit logic (fig. 2) care realizează funcția $F = f(A, B, C, D)$. Acest circuit are patru intrări (A, B, C și D) și o ieșire (F).

A pune în ecuație un ansamblu de circuite logice înseamnă a găsi expresia logică a funcției F, care este ieșirea ansamblului de circuite, în funcție de diferite variabile binare ale circuitelor (A, B, C, D), cunoscînd circuitele logice respective (f_m, f_n, f_p).

Astfel, dacă circuitele din figura 1 ar fi :
f_m un circuit SI
f_n un circuit SI
f_p un circuit SAU
atunci :

$F_m = ABC$; $F_n = AC$, iar $F = ABC + AC + D$, aceasta din urmă fiind ecuaţia circuitului logic din fig. 2.

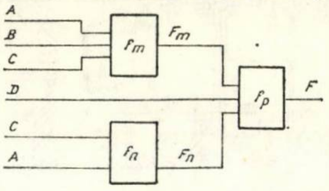

A
B
C
f_m
F_m
D
f_p
F
C
A
f_n
F_n

Fig. 1

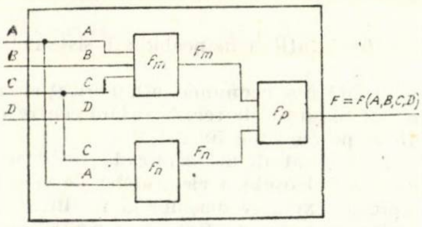

A
B
C
D
f_m
F_m
f_p
$F = F(A,B,C,D)$
f_n
F_n

Fig. 2

Un alt exemplu ar fi :

Se pune în ecuaţie circuitul logic din figura 3. Analizînd fiecare circuit din figura 3 se obţin rezultatele din figura 4.

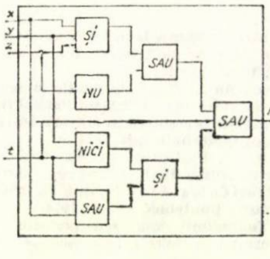

x
y
z
t
ŞI
SAU
NU
NICI
SAU
ŞI
SAU
$F = F(x,y,z,t)$

Fig. 3

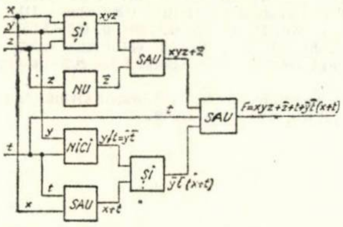

x
y
z
t
ŞI
xyz
SAU
$xyz+\bar{z}$
NU
$\bar{z}$
SAU
$F = xyz+\bar{z}+t+\bar{y}\bar{t}(x+t)$
NICI
$y/t = \bar{y}\bar{t}$
ŞI
$\bar{y}\bar{t}(x+t)$
SAU
$x+t$

Fig. 4

6.2. *Construirea circuitelor logice plecînd de la o ecuaţie dată* (sinteza circuitelor logice)

Problema inversă celei puse la paragraful 6.1 constă în a realiza un asemenea circuit logic încît să poată fi reprezentat printr-o ecuaţie dată. Fie de exemplu ecuaţia :

$$F = x + y + z + t + u$$

Circuitul logic corespunzător este, desigur, cel din figura 5.

6.2.1. Ecuaţie din sumă de produse. O regulă importantă este următoarea :

La construirea unui circuit logic, plecînd de la o ecuaţie dată constituită dintr-o sumă de produse, se începe întotdeauna cu construirea circuitelor NU, apoi cu circuitele SI şi în final cu circuitele SAU.

Fie ecuaţia :

$$F = \bar{A}B\bar{C} + \bar{B}D.$$

Se construiesc mai întîi circuitele NU acolo unde este cazul (fig. 6).

Urmează construirea circuitelor SI (fig. 7).

În final se construiesc circuitele SAU (fig. 8).

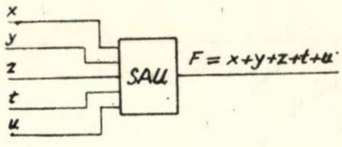

x
y
z
t
u
SAU
$F = x+y+z+t+u$

Fig. 5

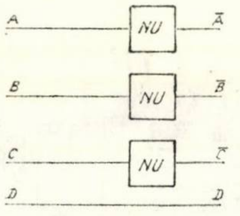

A
NU
$\bar{A}$
B
NU
$\bar{B}$
C
NU
$\bar{C}$
D
D

Fig. 6

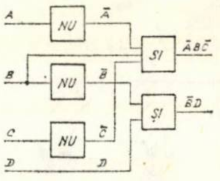

A
NU
$\bar{A}$
ŞI
$\bar{A}B\bar{C}$
B
NU
$\bar{B}$
ŞI
$\bar{B}D$
C
NU
$\bar{C}$
D
D

Fig. 7

6.2.2. Ecuaţie de produs de sume. *Regulă* : Pentru a construi un circuit logic, plecînd de la o ecuaţie logică constituită dintr-un produs de sume, se începe prin a construi circuitele NU, apoi circuitele SAU şi la urmă circuitele SI. Astfel, fiind dată ecuaţia :

$$F = (A + B + C)\cdot(A + D)$$

se va proceda în succesiunea prezentată în figurile 9—11.

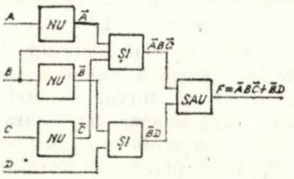

A
NU
$\bar{A}$
ŞI
$\bar{A}B\bar{C}$
B
NU
$\bar{B}$
SAU
$F = \bar{A}B\bar{C}+\bar{B}D$
C
NU
$\bar{C}$
ŞI
$\bar{B}D$
D

Fig. 8

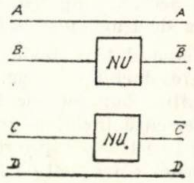

A
A
B
NU
$\bar{B}$
C
NU
$\bar{C}$
D
D

Fig. 9

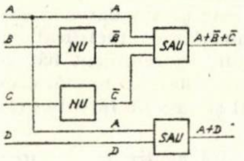

A
A
B
NU
$\bar{B}$
SAU
$A+\bar{B}+\bar{C}$
C
NU
$\bar{C}$
D
A
SAU
$A+D$

Fig. 10

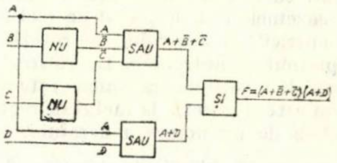

A
B
NU
A
$\bar{B}$
$\bar{C}$
SAU
$A+\bar{B}+\bar{C}$
C
NU
ŞI
$F = (A+\bar{B}+\bar{C})(A+D)$
A
D
SAU
$A+D$
D

Fig. 11

6.2.3. Construirea circuitelor logice utilizînd numai circuite NICI . S-a arătat mai înainte că avînd la dispoziţie numai circuite NICI, putem realiza circuitele SI şi SAU. Desigur, circuitul NU se poate realiza şi el folosind numai un singur circuit NICI pentru fiecare variabilă negată (fig. 12).

Cunoscînd aceste elemente, putem face ,,sinteza'' unui circuit logic, adică îl putem construi numai utilizînd circuite NICI. Regulă : Pentru a construi cu ajutorul circuitelor NICI un circuit logic care să realizeze o funcţie logică dată

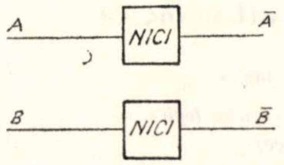

A
NICI
$\bar{A}$
B
NICI
$\bar{B}$

Fig. 12

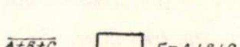

$\overline{A+B+C}$
NICI
$F = A+B+C$

Fig. 13

(corespunzătoare unei ecuaţii date) este mai uşor dacă se trasează figura începînd de la dreapta spre stînga, deci începînd cu ieşirea şi mergînd progresiv către intrări.

Fie ecuaţia :

$$F = A + B + C$$

Se realizează sinteza circuitului logic corespunzător parcurgînd etapele indicate în figurile 13 şi 14.

Ecuaţia :

$$F = ABCD$$

necesită următoarele etape (fig. 15–16)

Observaţie : Sinteza circuitului logic se face după ce s-a obţinut forma minimă a funcţiei logice, aplicînd una din metodele de minimizare.

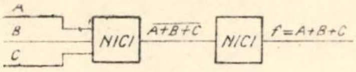


Fig. 14

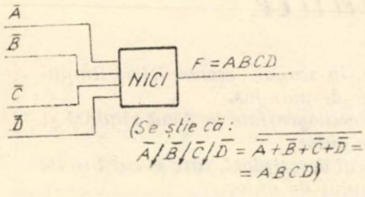

$\bar{A}$
$\bar{B}$
$\bar{C}$
$\bar{D}$
NICI
F =ABCD
(Se ştie că :
$\bar{A}/\bar{B}/\bar{C}/\bar{D} = \overline{\bar{A}+\bar{B}+\bar{C}+\bar{D}} =$
$= ABCD)$

Fig. 15

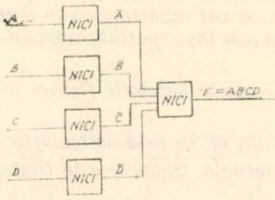


Fig. 16

7. Funcţii logice de mai multe variabile

La capitolul 5 s-au prezentat funcţiile logice de două variabile binare. În acest capitol se va generaliza noţiunea de funcţie logică la n variabile binare. De altfel în cadrul capitolului 6 s-au folosit deja funcţii de mai multe variabile.

În general sînt şase *moduri de reprezentare* a unei funcţi logice :

- scrierea algebrică
- tabelul de adevăr (sau de combinaţii)
- diagrama de combinaţii
- forme canonice
- expresii numerice
- scheme logice (sau logigrame)

În continuare sînt prezentate succint fiecare în parte.

7.1. *Scrierea algebrică*

O funcţie logică de n variabile are forma :

$$F = f(A, B, C, D, \ldots\ldots N)$$

în care $A, B, C, D, \ldots N$ sînt variabile binare legate între ele prin diferite operaţii logice.

De exemplu, expresia :

$$F = AB + \bar{A}BC + (A\bar{B}D + \bar{A}CD)\cdot(B + D)$$

este o funcţie logică de patru variabile.

7.2. *Tabelul de adevăr*

O funcţie logică de n variabile este complet definită prin valorile sale pentru toate combinaţiile posibile ale variabilelor sale.

Pentru n variabile, numărul combinaţiilor posibile este de 2^n ; astfel, o funcţie de o variabilă are $2^1 = 2$ valori, o funcţie de două variabile are $2^2 = 4$ valori, o funcţie de trei variabile are $2^3 = 8$ valori ş.a.m.d.

Fie de exemplu funcţia de trei variabile :

$$f = \bar{A}C + AB + A\bar{B}C$$

În tabelul 1 se prezintă cele opt valori ale acestei funcţii pentru diferitele combinaţii ale celor trei variabile binare.

Tabelul 1

A	B	C	$f = \overline{AC} + AB + A\overline{B}C$
0	0	0	1
0	0	1	0
0	1	0	1
0	1	1	0
1	0	0	0
1	0	1	1
1	1	0	1
1	1	1	1

7.3. *Diagrama de combinaţii*

O reprezentare mai compactă a unei funcţii logice se obţine folosind o diagramă de combinaţii. Aceasta constă, pentru o funcţie de n variabile, dintr-un tabel cu 2 linii şi 2 coloane, cu condiţia ca $p + q = n$.

Se caută ca, dacă n = par, să se aleagă $p = q$; dacă n = impar, să se aleagă $p = q + 1$.

Spre exemplu, pentru funcţia de trei variabile :

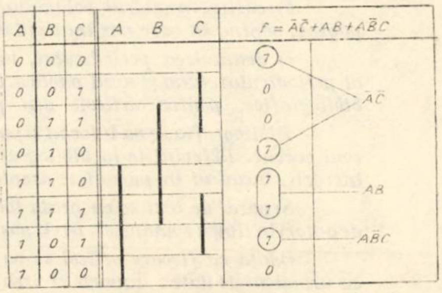
$$f = \bar{A}C + AB + A\bar{B}C$$

se poate construi un tabel cu $2^1 = 2$ linii şi $2^2 = 4$ coloane ($1 + 2 = 3$ = numărul de variabile binare).

Liniile şi coloanele vor fi numerotate în sistemul binar reflectat.

Se consideră mai întîi tabelul de combinaţii pentru această funcţie (dată în tabelul 1).

Tabelul 2



A	B	C	A B C	$f = \bar{A}\bar{C} + AB + A\bar{B}C$
0	0	0		1
0	0	1		0
0	1	1		0
0	1	0		1
1	1	0		1
1	1	1		1
1	0	1		1
1	0	0		0

$\bar{A}\bar{C}$
AB
$A\bar{B}C$

În tabelul 1, cele opt combinaţii ale celor trei variabile sînt aranjate în ordine binar naturală, dar în scopul simplificării procedurii este mai avantajos să se aranjeze combinaţiile variabilelor în ordinea binar reflectată, conform tabelului 2.

Se observă în tabelul 2 că :

- intersecţia a două variabile (AB) conţine două combinaţii adiacente (ABC şi $AB\bar{C}$), dînd naştere la doi de „1" pentru f, simetrici ; la fel pentru $\bar{A}C$;
- intersecţia a trei variabile ($A\bar{B}C$) dă un „1" unic.

Aceste observaţii constituie „cheia" metodei grafice de simplificare a funcţiilor logice.

La reprezentarea prin **diagrama de combinaţii**, fiecăreia dintre liniile tabelei 2 îi va corespunde o căsuţă (fig. 17),

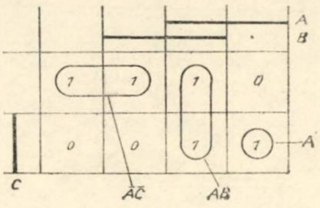


Fig. 17

variabilele A şi B (de exemplu) afectînd coloanele, şi variabila C — liniile.

Se regăsesc cele două cupluri de combinaţii adiacente (AB şi $\bar{A}C$) şi combinaţia unică ($A\bar{B}C$).

Indicaţii redacţionale

Mijloacele de care dispune redacţia revistei fiind limitate, în scopul economisirii timpului şi materialelor, autorii sînt rugaţi a se conforma indicaţiilor de mai jos.

Manuscrisele vor avea o întindere maximă de 10 pagini dactilografiate la două rînduri şi vor fi predate redacţiei în două exemplare, ambele colaţionate de autor.

Fiecare lucrare va fi caracterizată de autor prin 3...6 termeni descriptori, care se vor înscrie în partea dreaptă sus, pe prima pagină a lucrării şi a rezumatului de autor.

Relaţiile matematice se vor scrie cît mai clar, cu tuş sau cu cerneală, dîndu-se atenţie deosebită aşezării şi mărimii indicilor, astfel ca aceştia să fie corect identificaţi şi culeşi la tipografie.

Desenele şi graficele vor fi executate în tuş negru, pe hîrtie de calc, se vor numerota ca în text şi vor fi puse într-un plic anume. Locul figurilor se va indica în text, fără a se lăsa spaţiul corespunzător. Scrisul pe figuri va fi cel standardizat.

Textul explicativ al figurilor se va scrie pe o filă separată. Tabelele se vor scrie fiecare pe file separate, indicîndu-se locul lor în text, ca şi pentru figuri.

Pentru fiecare lucrare, se va da bibliografie de referinţă indicîndu-se în mod obligatoriu:

a) numele şi iniţiala de prenume ale autorului, titlul în limba originală, traducerea în limba română în paranteze;

b) ediţia, numărul volumului, locul publicării, editura, anul apariţiei, numărul total de pagini, pagina în care este indicată bibliografia, pentru cărţi;

c) denumirea periodicului, numărul anului de apariţie (sau volum), numărul de ordine al periodicului, luna şi anul publicării, pagina iniţială şi finală a articolului, numărul de referinţe bibliografice, pentru articole din periodice.

Bibliografia se va întocmi separat în 2 exemplare în ordinea de citare în text şi se va numerota curent. Referinţele la bibliografie se vor face în text, prin indicarea numărului de ordine a lucrării, încadrat în paranteze drepte.

Separat de text se va preda tot în două exemplare un scurt rezumat al lucrării (rezumatul de autor) în limba română şi, pe cît posibil, traducerea lui în limbile engleză, rusă, franceză şi germană.

Odată cu fiecare articol se va preda redacţiei şi o fotografie a autorului (autorilor) şi o notiţă cu următoarele date: numele şi prenumele, institutul şi facultatea absolvite, data absolvirii, funcţia pe care o deţine; titluri ştiinţifice pe care le posedă.

Întreaga responsabilitate pentru exactitatea calculelor, datelor experimentale şi afirmaţiilor ştiinţifice revine autorilor. Redacţia îşi rezervă dreptul de a nu publica materiale care sînt necorespunzătoare sau nu respectă indicaţii.

Respectarea standardelor în vigoare, în special în ce priveşte simbolurile şi unităţile de măsură, trebuie să constituie o preocupare continuă pentru fiecare autor.

Noul luminor tandem la rece, cu șase montanți, al societății Rasselstein are o viteză de 2400 metri/minut...

...și cu rulmenți Timken pe valțurile de lucru.

Societatea Rasselstein AG a sporit capacitatea de producție la Andernach, în Germania, prin instalarea primului laminor tandem la rece, cu șase montanți, din Europa. Această nouă uzină constituie cel mai complet automatizat laminor la rece din lume.

Laminorul a intrat în funcțiune la începutul anului 1972, producînd tablă de oțel subțire și tablă de cositor. Capacitatea maximă de debobinare este de 46 tone. Viteza maximă de 2400 metri pe minut face din această instalație una din cele mai rapide laminoare din lume.

Pentru echiparea valțurilor de lucru, cu un diametru de 615 mm, ai agregatului, Societatea Rasselstein a specificat rulmenți cu patru rînduri de role conice și cu alezaj cilindric. Rulmenții Timken au fost aleși fiindcă experientă a arătat că ei dau cea mai bună performanță de durată infinită.

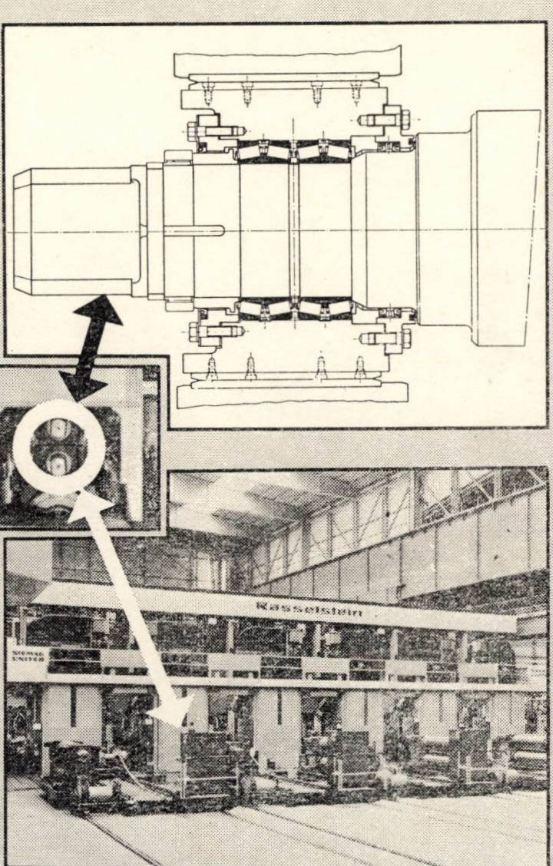
« Datorită calității lor superioare, rulmenții Timken, sînt ideali pentru laminare de mare viteză.»

Societatea Timken invită constructori și utilizatori de laminoare să intre în legătură cu birourile sale pentru a obține îndrumări competente cu privire la laminoare de *orice* configurație.

Oferim 75 de ani de experiență în materie de rulmenți cu role conice, precum și selecția cea mai completă din lume de rulmenți cu role conice de înaltă calitate. Ne va face plăcere să primim cereri de informații dela dumneavoastră.

Pentru amănunte suplimentare, inclusiv o analiză a aplicațiilor dumneavoastră ale rulmenților pentru laminoare — scrieți la « Service des Etudes-Application », la adresa mai jos.

Timken France — sucursala societății The Timken Company, B.P. 191, 68003 — Colmar, France.

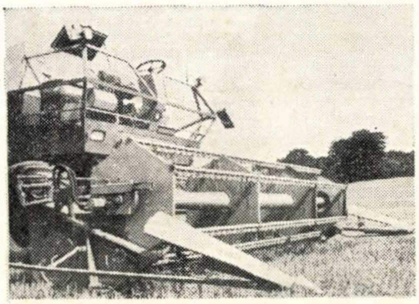


Rulmenții Timken se vînd în 133 de țări. Se fabrică în Franța, Africa de Sud, Australia, Brazilia, Canada, Marea Britanie și U.S.A.

TIMKEN®
MARCA DEPUSĂ
RULMENTI CU ROLE CONICE

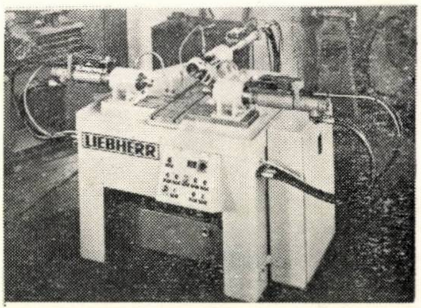
Motorul hidraulic Danfoss cu turaţie redusă

Există oare o marcă mai bună pentru ,,multilateral''?

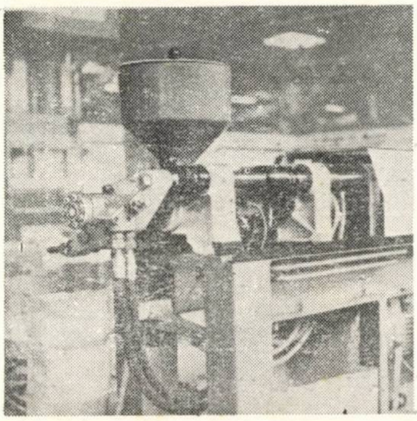


Combina. Acţionare pentru vinci şi dirijare complet hidraulică

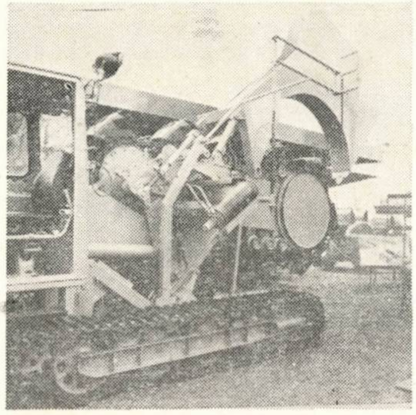
Autovehicul pentru măturat. Acţionarea măturii şi acţionare pentru deplasare



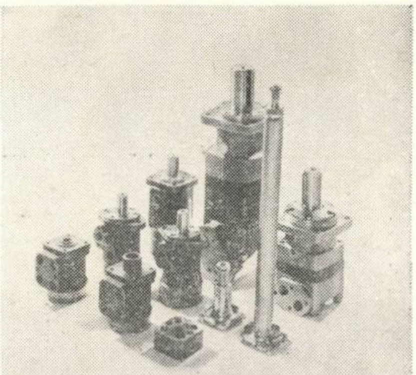
Maşină de găurit şi filetat. Acţionarea axului motor.



Maşină de turnat sub presiune mase plastice Acţionarea melcului



Excavator de şanţuri. Acţionarea benzii transportoare



Cupluri motoare maximum de la 26 pînă la 190 kgf-m şi turaţii pînă la 1000 rot min, precum şi puteri pînă la 90 CP

Danfoss A S
DK 6430 Nordborg
Danemarca
Tel. 04 45 22 22, telex 50599
46 010

Danfoss

PUBLICOM

Hüller

De la planificare pînă la piesa finită

Hüller găsește soluția pentru orice problemă privind finisarea. Utilizați vasta noastră experiență și cunoștințele noastre multiple în construcția mașinilor-unelte.

Pentru serii mari :

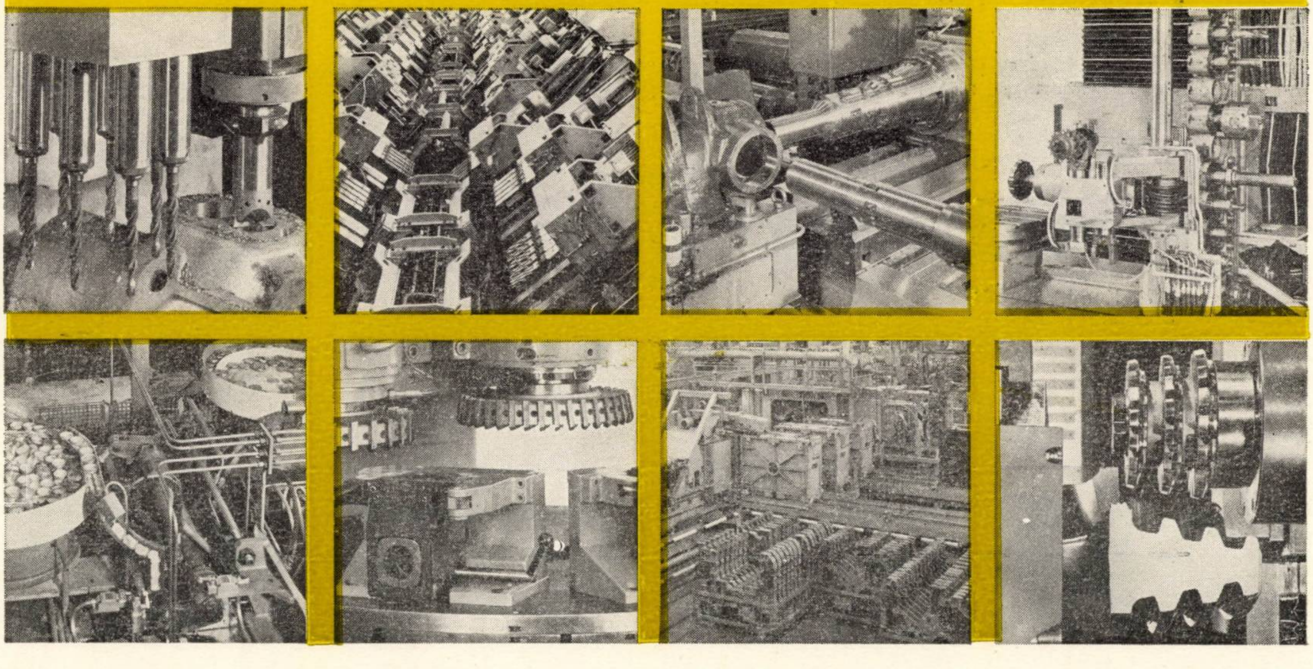
căi de transfer,
mașini speciale,
mașini pentru montaje,
căi de montaj
asamblate din unități de construcție normate.

Pentru serii mici și mijlocii :

centre de prelucrare comandate numeric,
mașini standard.

Karl Hüller GmbH Fabrică de mașini-unelte
D-7140 Ludwigsburg NRF
Căsuța poștală 540
R.F.G.

Biroul technic de legătură
Firma COMEX, București, Str. Brezoianu 38, tel. : 13 78 56



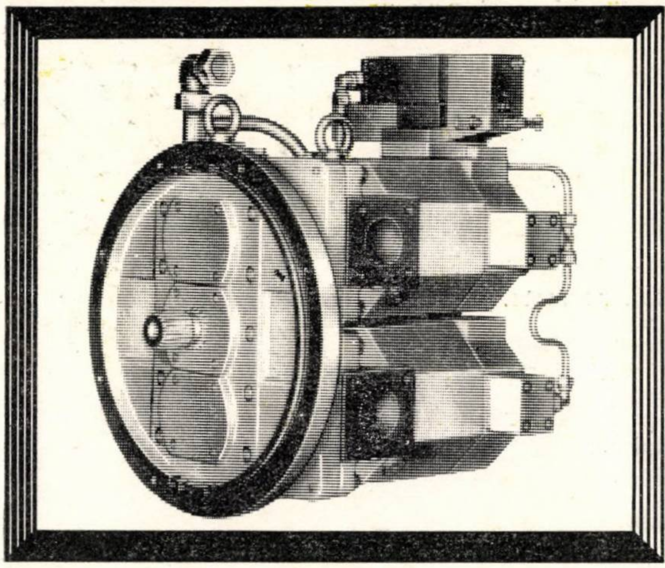
Sisteme de acționare și de comandă pentru instalații mobile!

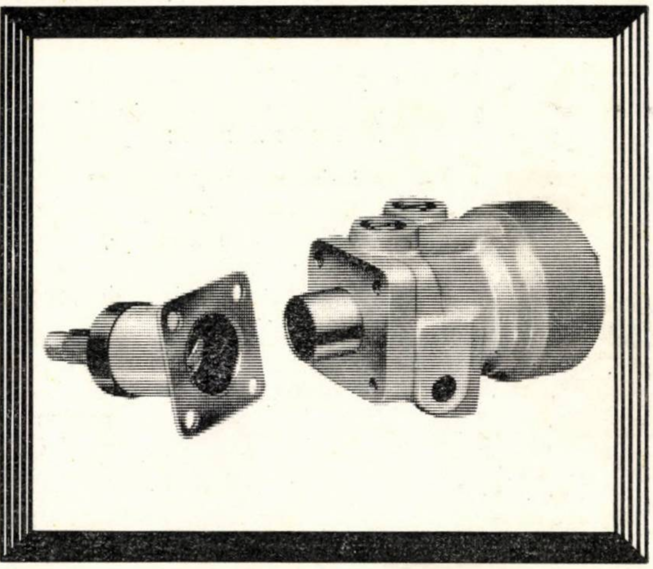
ORSTA-Hydraulik—Tehnică de acționare prin sisteme de pistoane axiale

Pompele și motoarele cu pistoane axiale sînt aparate de foarte mare putere, folosite în mod universal în instalațiile hidraulice de înaltă presiune.

Ele au calități excelente pentru mecanismele de rulare și prezintă următoarele avantaje:

- forță de tracțiune mare în raza de acțiune totală
- comportare dinamică bună la o accelerare optimă
- reacții rapide prin adaptare fără trepte la orice încărcare
- modulație de viteză sensibilă și siguranță în cele mai severe condiții





Comanda hidrostatică este mai ușoară!

Sistemele de comandă hidraulice vă oferă soluția pentru o comandă foarte ușoară a unor vehicule grele. **Agregatul de comandă ORSTA TGL 21 534 amplifică momentele de forță și de rotație printr-un servoefect mare la comanda unui vehicul, și anume**

- în mod exact, comanda fiind precisă
- în mod intens, deoarece forța e amplificată,
- în mod sigur, deoarece calitățile comenzii de siguranță sînt bune

Sfătuim oricînd cu plăcere. Oferim informații referitoare la întregul nostru sortiment. Vă rugăm să cereți informații, indicînd numărul de comandă ORSTA/104/3/74

Exportator

ORSTA hydraulik

VEB Kombinat ORSTA-Hydraulik
DDR — 701 Leipzig
Dr. Kurt-Fischer-Str. 33

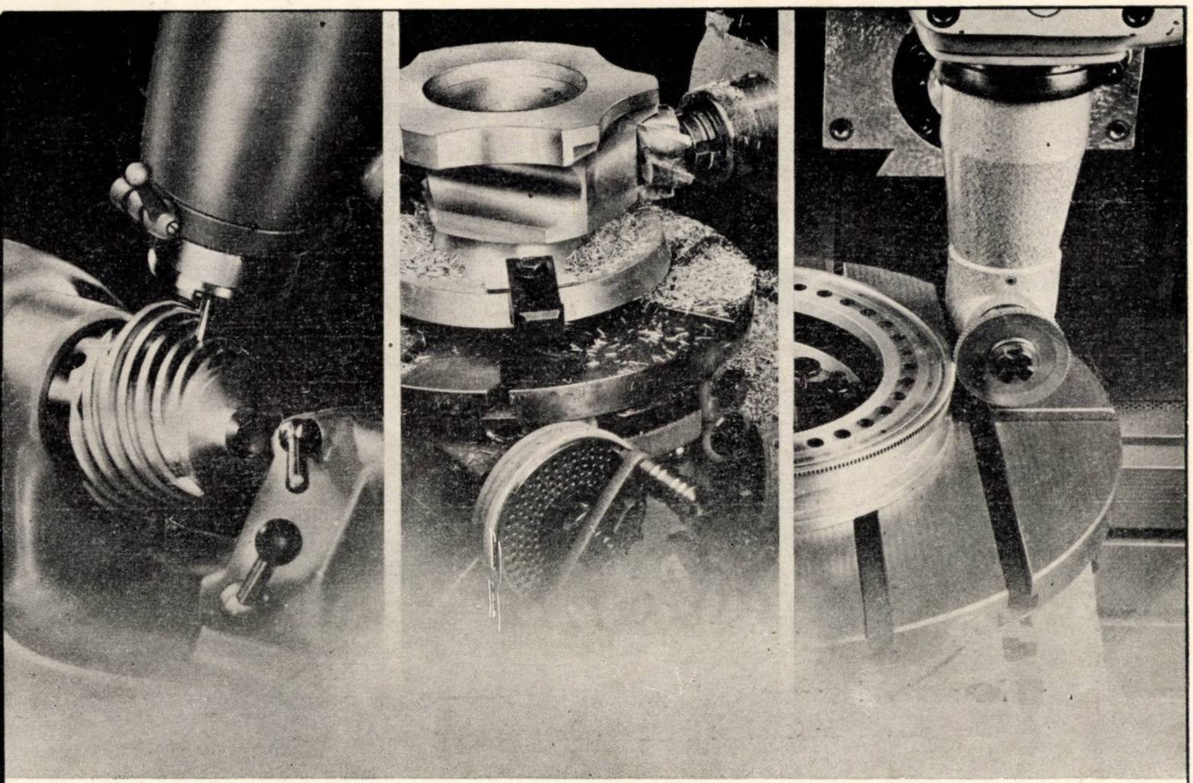
TechnoCommerz GmbH

DDR — 108 Berlin
Johaness-Dieckmann-Strasse 11/13

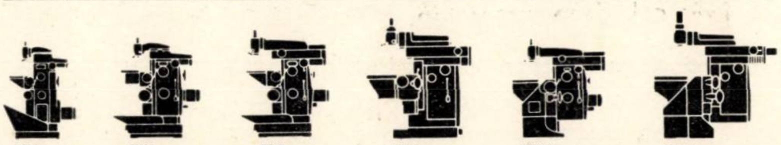
Secția Comercială a Ambasadei R.D.G. în R.S.R.
TKB TechnoCommerz
București — Drumul Taberei
Str. Compozitorilor 30, Scara 1

ORSTA-Hydraulik—soluția justă a multor probleme

PUBLICOM



FP ca



Formă desăvîrşită în Precizie

Apropo:
Nicăeri, în nici-o ţară nu există vreun producător licenziat pentru maşini Deckel!
Maşini Deckel
fabricăm numai noi!

Nici o problemă, dacă aveţi de executat aşchieri aproape imposibile sau de largi posibilităţi, în metale obişnuite, metal dur, materii plastice sau ori ce alt material! Nici o problemă dacă piesele au volume mici sau gabarite mari, că sînt pătrate ori rotunde, conice sau multidimensionale! Nici o problemă chiar dacă este vorba de frezarea, găurirea, mortezarea sau rectificarea lor! Maşinile Deckel FP, în sisteme variate de subansamble tipizate, vă oferă cea mai economică şi eficientă prelucrare prin aşchiere, în ori ce grad de fineţe! Maşinile Deckel FP vă asigură o precizie impecabilă a formei prelucrate - o precizie care se reflectă în calitatea ireproşabilă a suprafeţelor, în exactitatea dimensiunilor pieselor - o precizie ce imprimă producţiei Dvs. amprenta unei calităţi excepţionale.

Precizia impecabilă pentru piese de ori ce formă, unită cu o maniabilitate excepţională şi o proverbială durabilitate în exploatare, plasează maşinile Deckel în categoria noţiunilor de valoare. Maşinile Deckel funcţionează în 95 ţări ale lumii, secundate şi îngrijite de specialişti încercaţi.

Intrebati odată în cercurile de specialitate despre Deckel. Sau - şi mai bine - intrebaţi-ne pe noi!

DECKEL

Friedrich Deckel Aktiengesellschaft
D-8 München 70 / BRD, Plinganserstr. 150

4 rum

ROMANIAN INTERNATIONAL ADVERTISING COMPANY

PUBLICOM

In the Romanian Market there is a powerful competition between foreign firms wishing to sell their goods.

DO YOU WISH TO SELL IN ROMANIA ?

Then in the first place, INFORM the people that make the very proposals for the import plans — THE END—USERS—of the import products!

HOW? WHEN? BY WHICH MEANS? IN WHICH FORMS ?

PUBLICOM

Romanian International Advertising Agency • Bucharest • 22, N. Bălcescu Blvd. • Cables: PUBLICOM, Telex 374, Telephon: 139883

is an agency specialized in the problems of the Romanian market, which by examining your offer can recommend you and execute for you the most efficient advertising under the specific conditions in the Romanian market.

- staging of specialized and branch exhibition followed or not by technical demonstration.
- organization of technical lectures with or without display of samples, film shows and projection of slides, studies of offers and selection of end-users, invitation to conference and lectures.
- interpreters and demonstrations.
- printing of catalogues, prospectuses, folders, leaflets posters, offers and invitations etc.
- translation and duplication of texts
- publicity in Romanian dailies and periodicals the specialized press included.
- publicity over the radio and television services and through the cinema.
- business cocktail parties
- photo publicity services
- billposting and boardposting in the streets, stadiums, sports halls, airports and public vehicles, in health and holiday resorts.
- illuminated signs

PUBLICOM — your publicity counsellor in the Romanian market.

ABONAȚI-VĂ
la revista
CONSTRUCȚIA
DE MAȘINI

1975 JUN 11

E 3279

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

R

g

[illegible]

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

5

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI ● BUCUREŞTI ● ANUL XXVII ● nr. 5 ● MAI 1975

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI GRELE
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI GRELE
ANUL XXVII, Nr. 5, MAI 1975

MŰSZAKI KÖNYVTÁR
1983

25 ani

Sesiune jubiliară

la un sfert de veac de apariție a revistei

CUPRINS

RUSU O., RĂDULESCU, AL. BORZA, D., MANOLACHE, FL.	**Determinarea prin interferometrie holografică a deplasării lagărului din față a strungului SN 500, ca urmare a încălzirii în timpul funcționării.**	189

SUDAREA: MATERIALE, PROCEDEE, ECHIPAMENTE

Comunicări prezentate la sesiunea jubiliară cu ocazia împlinirii a 25 de ani de apariție a revistei

SĂLĂGEAN, TR., SAFTA, V.	**Situația actuală și dezvoltarea în perspectivă ale tehnologiilor de sudare și control ale îmbinărilor și structurilor sudate**	193
DRĂGULESCU, D., BUDĂU, V.	**Cercetări privind apariția fenomenului de destrămare lamelară în table din oțeluri românești**	200
RAȚIU, M., SCHULZ, T.	**Cercetarea competitivității comportării elastice a oțelurilor**	203
TRINGL, E.	**Cercetări asupra sudării dintr-o singură parte a tablelor din oțeluri navale**	208
CIOCLOV, D. ȘOFLETE, L.	**Asupra determinării tensiunilor inițiale prin metoda trepanării, în condițiile apariției deformațiilor plastice**	211
BUTA CLAUDIA LENGENFELDER, H.	**Echipament de sudare cu energie înmagazinată a pieselor componente ale condensatoarelor electrolitice**	216
FLUERAȘ, D.	**Utilizarea maselor neechilibrate în rotație la încercările ciclice ale metalelor**	218
SCHULD, FR. UNGURU, I.	**Aprecierea calității cusăturilor sudate în baza controlului cu ultrasunete**	223
DAVID, N.	**Cercetări asupra tehnologiei de sudare cu arc electric de impuls**	229
DUMITRESCU, T., CUZMANOVICI, D.	**Flux tehnologic modernizat de fabricație a vagonetelor de mină**	231

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor rubrică: RODICA MOLDOVEANU

SUMAR

CZ ; 77 ;621.375.9 ;535−2 ;941.621.82 ;531.43

Rusu, O., Rădulescu, Al., Borza, D., Manolache, Fl. : **Determinarea prin interferometrie holografică a deplasării lagărului din față a strungului SN 500, ca urmare a încălzirii în timpul funcționării**

Construcția de mașini 27 (975), nr. 5, p. 189

CZ ; 621.791 ;620.179.2(09)

Sălăgean, Tr., Safta, V : **Situația actuală și dezvoltarea în perspectivă ale tehnologiilor de sudare și control ale îmbinărilor și structurilor sudate.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 193

CZ ; 669.14−417(498).001.5

Drăgulescu Doina, Budău, V. : **Cercetări privind apariția fenomenului de destrămare lamelară în table din oțeluri românești**

Constrcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 200

CZ ; 669.14 ;620.172.22

Rațiu, M., Schulz, T. : **Cercetarea competitivității comportării elastice a oțelurilor.**

Construcția de mașini 27 (1975) nr. 5, p. 203

CZ ; 621.791.001.5 ;669.14.018.29−415

Tringl, E. : **Cercetare asupra sudării dintr-o singură parte a tablelor din oțeluri navale**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 208

CZ ; 620.173.262.3 ;539.37

Cioclov, D., Șoflete, L. : **Asupra determinării tensiunilor inițiale prin metoda trepanării, în condițiile apariției deformațiilor plastice**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 211

CZ ; 621.791.03 ;621.319.45

Buta Claudia, Lengenfelder, H. : **Echipament de sudare cu energie înmagazinată a pieselor componente ale condensatoarelor electrolitice.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 216

CZ ; 669.017 ;620.1

Flueraș, D. : **Utilizarea maselor neechilibrate în rotație la încărcările ciclice ale metalelor.**

Construcția de mașini 27 (1974), nr. 5, p. 218

CZ ; 621.791.053 ;620.179.16

Schuld, Fr., Unguru, I : **Aprecierea calității cusăturilor sudate în baza controlului cu ultrasunete**

Construcția de mașini 27 (1975) nr. 5, p. 223

CZ ; 621.791.75.001.5

David, N. : **Cercetări asupra tehnologiei de sudare cu arc electric de impuls.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 229

CZ ; 622.625.24.002.2

Dumitrescu, T., Cuzmanovici, D. : **Flux tehnologic de fabricație a vagonetelor de mină.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 231

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele din Republica Socialistă România. Redacţia la: Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini grele, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30. ; sau 50.40.90 şi 50.50.25/interior 253. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, Sector 5, pentru revista ,,Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8.
Tiparul: Întreprinderea poligrafică ,,Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23−25, c. 161.

Taxele poştale plătite în numerar pentru anul 1974, conform aprobării D. G. P. Tc nr. 137/6332/1974.

41.042

CONTENTS

DC ; 77:621.375.9:535–2:941.621.82:531.43

Rusu, O., Rădulescu, Al., Borza, D., Manolache, Fl. : **Determining through holographic interferometry of the end journal bearing of the SN 500 lathe, following to its running hot during operation.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 5, p. 189

DC ; 621.791 ;620.179.2)(09).

Sălăgean, Tr., Safta, V. : **The present situation and future development of welding technologies and control of welded joints and structures.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 193

DC ;669.14–417(49.8).001.5

Drăgulescu Doina, Budău, V. : **Researches concerning the appearing of the lamellar teasing phenomenon in sheets of Romanian steel.**

Construcția de mașini 27 (1975) nr. 5, p. 200

DC ; 669.14 ;620.172.22

Rațiu, M., Schulz, T. : **Competitivity research concerning the elastical behaviour of steel.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 203

DC ; 621.791.001.5 ;669.14.018.29–415

Tringl, E. : **Research concerning single part welding of naval steel sheets.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 208

DC ; 620.173.262 ;3.539.37.

Cioclov, D., Șoflete, L. : **On initial tension determination through the chiselling method, in the conditions of plastic deformations.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 211

DC ; 621.791.03 ;621.319.45

Buta Claudia, Lengenfelder, H. : **Welding equipment with stored energy for component parts of electrolytic condensers.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 216

DC ; 669.017 ;620.1

Flueraș, D. : **The use of unbalanced masses for rotations in cyclical metals testing.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 218

DC ; 621.791.053 ;620.179.16

Schuld Fr., Unguru I. : **Appreciating weld quality by the means of ultrasonic control.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 223

DC ; 721.791.75.001.5

David, N. : **Researches on the technology of impulse arc welding.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 229

DC ; 622.625.24.002.2

Dumitrescu T., Cuzamanovici D. : **Technology flow of mining cars manufacturing.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 231

SOMMAIRE

CD ; 77:621.375.9:535–2:941.621.82:531.43

Rusu, O., Rădulescu, Al., Borza, D., Manolache, Fl. : **Détermination par interférométrie holographique, du déplacement du palier-avant du tour SN 500, lors du rechauffement durant le fonctionnement.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 189

CZ ; 621.791 ;620.179.2(09)

Sălăgean, Tr., Safta, V. : **Situation actuelle et développement en perspective des technologies de soudage et contrôle des joints et des structures soudées.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 193

CZ ; 669.14–417(49.8).001.5

Drăgulescu Doina, Budău, V. : **Recherches sur l'apparition du phénomène de délaminage dans les tôles en acier.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 200

CZ ; 669.14 ;620.172.22

Rațiu, M., Schulz, T. : **Recherches sur la compétitivité de l'élasticité des aciers.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 203

CZ ; 621.791.001.5 ;669.14.018.29–415

Tringl, E. : **Recherces sur le soudage effectué d'une seule part, des tôles en acier destinées aux constructions navales.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 208

CZ ; 620.173.262.3 ;539.37

Cioclov, D., Șoflete : **Sur la détermination des tensions initiales par la méthode au trépan, lors de l'apparition de déformations plastiques.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 211

CZ ; 621.791.03 ;621.319.45

Buta Claudia, Lengenfelder, H. : **Équipement de soudage pa l'énergie emmagasinée dans les pièces des condensateurs électrolytiques.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 216

CZ ; 669.017 ;620.1

Flueraș, D. : **Emploi des masses non-équilibrées en rotation lors des essais cycliques des métaux.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 218

CZ ; 621.791.053 ;620.179.16

Schuld, Tr., Unguru, I. : **Évaluation de la qualité des cordons de soudure au moyen du contrôle ultrason.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 223

CZ ; 621.791.75.001.5

David, N. : **Recherces sur la technologie de soudage à l'arc électrique par pulsations.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 229

CZ ; 622.625.24.002.2

Dumitrescu, T., Cuzmanovici, D. : **Flux technologique de la fabrication des herches.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 5, p. 231

INHALTVERZEICHNIS

DK ; 77:621.375.9:535–2:941,621.82:531 .43

Rusu, O., Rădulescu, Al., Borza, D., Manolache, Fl. : **Feststellung durch holographische Interferometrie der Vorderlagerverschiebung bei der SN 500 Drehmaschine, infolge der Erwärmung während des Betriebs.**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 5, S. 189

DK ; 621.791 ;620.179.2(09)

Sălăgean. Tr., Safta, V.: **Die gegenwärtliche Lage und zukünftliche Entwicklung der Schweisstechnik und Kontrolle der geschweissten Verbindungen und Strukturen.**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 5, S. 193

DK ; 669.14–417(49.8).001.5

Drăgulescu Doina, Budău, V. : **Forschungen betreffs der Erscheinung der blätternartigen Dekomposition im Blächer von rumänischen Stähle.**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 5, S. 200

DK ; 669.14 ;620.172.22

Raţiu, M., Schulz, T. : **Forschung über der Konkurrenzfähigkeit des elastischen Verhaltens der Stähle.**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 5, S. 203

DK ; 621.791.001.5 ;669.14.018.29–415

Tringl, E. : **Forschung betreffs der einseitigen Schweissen der Blächer aus Schiffsbaustählen.**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 5, S. 208

DK ; 620.173.262.3 ;539.37

Cioclov, D., Şoflete, L. : **Über der Festlegung der ursprünglichen Spannungen durch die Trepanationsmethode, in den Bedingungen von zähen Verformungserscheinungen.**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 5, S. 211

DK ; 621.791.03 ;621.319.45

Buta Claudia, Lengenfelder, H. : **Schweissanlage mit gespeicherter Energie für die Komponentteile der elektrolytischen Kondensatoren.**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 5, S. 216

DK ; 669.017 ;620.1

Flueraş, D. : **Einstz von Unwuchtmassen in Rotationen bei der zyklischen Metallprüfung.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 5, S. 218

DK ; 621.791.053 ;620.179.16

Schuld, Fr., Unguru, I. : **Gütebeurteilung der Schweissnahte aufgrund der Ultraschallkontrolle.**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 5, S. 223

DK ; 621.71.75.001.5

David, N. : **Forschungen über der Technologie von Impuls-Lichtbogenschweissen.**

Constructih de maşini 27 (1975), nr. 5, S. 229

DK ; 622.625.24.002.2

Dumitrescu, W., Casamanovici, D. : **Technologischer Verfertigungsfluss von grubenwagen.**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 5, S. 229

СОДЕРЖАНИЕ

ДК: 77 ;621.375.9 ; 535–2 ;941.621.82 ;531.43

Русу О., Рэдулеску Ал ., Борза Д., Манолакхе Фл.,: **Установление при холографическую интерферометрию перемещения подшипника спереди станка С.Н. 500, вследствие обогревания во время действия.**

Construcţia de maşini (27) 1975, № 5, стр. 189

ДК: 621.791 ;620.169.2(09)

Сэлэджан, Тр., Сафта, В.: **Актуальное положение и дальнейшее развитие технологий сварки и контроль соединений и сварных структур.**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 5, стр. 193

ДК: 669.14–417(498).001.5

Дрэгулеску, Дойна, Будэу, В.: **Исследование появления ламельного расщепления в жести из румынской стали.**

Construcţia de maşini 27 (1975) № 5, стр. 200

ДК: 669.14 ;620.172.22

Рациу, М., Шульц, Т.: **Исследование упругого поведения сталей.**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 5, стр. 203

ДК: 621.791.001.5 ;669.14.018.29–415

Трингль, Е.: **Исследование односторонней сварки листовой стали для судостроения.**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 5, стр. 208

ДК: 620.173.262.3 ;539.37

Чоклов, Д., Софлете, Л.: **Определение начальных напряжений методом сверления, в условиях появления пластических деформаций.**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 5, стр. 211

ДК: 621.791.03 ;621.319.45

Бута, Клаудия, Ленгенфельдер, Х.: **Сварочная аппаратура с накопленной энергией составляющих деталей электролитических конденсаторов.**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 5, стр. 216

ДК: 669.017.620.1

Флуераш, Д.: **Применение масс с неуравновешенным вращением при циклических испытаниях металлов.**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 5, стр. 218

ДК: 621.791.053 ;620.179.16

Шульд, Фр., Унгуру, И.: **Оценка качества сварных швов на основе контроля посредством ультразвуков.**

Construcţia de maşini 27 (1975), 5 , стр. 223

ДК: 621.791.75.001.5

Давид, Н.: **Исследование технологии электродуговой импульсной сварки.**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 5, стр. 229

ДК: 622.625.24.002.2

Думитреску, Т., Кузманович, Д.: **Технологический поток при производстве рудничных вагонеток.**

Construcţia de maşini 27 (1975), № 5, стр. 231

CZ ; 77 ;621.375.9 ;535 – 2 ;941.621 ;82 ;531.43

Determinarea prin interferometrie holografică a deplasării lagărului din față al strungului SN500, ca urmare a încălzirii în timpul funcționării*

Prof. dr. ing. Oliviu **RUSU** ; conf. dr. ing. Alexandru **RĂDULESCU** ; asist. ing. Dan **BORZA** ; asist. ing. Florin **MANOLACHE**
Institutul politehnic – București

1. Aspecte generale privind comportarea termică a mașinilor-unelte

Pentru mașinile-unelte are o mare importanță stabilitatea termică în timp a principalelor carecteristici structurale care influențează precizia de prelucrare. O parte importantă din cantitatea de căldură se degajă la cele două paliere ale axului principal. Principalele deformații care rezultă sînt ale axului principal, ale batiului, ale carcasei, ale păpușii fixe, ale dispozitivelor de fixare ale piesei și sculei. Principalele surse de căldură sînt : motorul electric, pompa de ulei, lagărele arborilor, ambreiajul și frîna, procesul de lucru și factorii ecologici. În general, pentru a combate deformațiile termice ce însoțesc degajarea de căldură, se utilizează un sistem de răcire alimentat cu ulei, precum și plasarea motorului cît mai departe de mașină și a pompei de ulei în afara carcasei cutiei de viteze.

2. Metode experimentale pentru studiul comportării termice a mașinilor-unelte

În general literatura de specialitate indică două metode de studiu :

— determinarea cîmpului termic al batiului și carcasei (păpușii fixe) și interpretarea izotermelor de temperatură ;
— determinarea deplasării axului principal, datorită încălzirii (răcirii) mașinii-unelte.

Determinarea cîmpului termic se face în general utilizînd termorezistențe sau termistori, etalonați cu grijă, și amplasați în număr cît mai mare pe mașina-unealtă în zonele în care interesează distribuția de temperatură. Deplasările se determină din considerente geometrice. Este necesară o etalonare cît mai îngrijită a acestor traductoare. Determinarea deplasării axului principal se face fie cu mijloacele clasice, fie cu ajutorul captorilor de deplasări capacitivi sau inductivi, fără contact. Această din urmă metodă permite executarea măsurătorilor în timpul funcționării, dar are o serie de inconveniente care fac ca precizia să nu depășească 0,01 mm. Interferometria holografică dă posibilitatea determinării fără contact, cu o precizie de sub 1 μm, a deplasărilor produse datorită încălzirii (răcirii).

Principiile de bază ale interferometriei holografice

Se consideră două unde luminoase, provenind de la o aceeași sursă, coerente între ele (fig. 1) : o undă de referință $R(x, y, z)$ și o undă-obiect $0\ (x, y, z)$ provenind prin reflexie sau transmisie de la un obiect. Undele R și O pot fi scrise ca funcții de variabilă complexă :

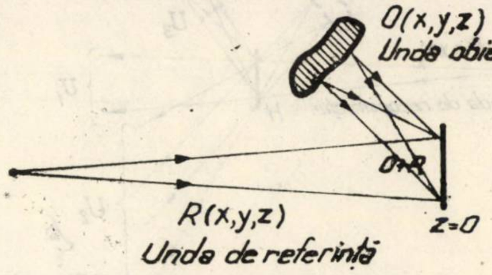


Fig. 1. Înregistrarea hologramei.

$$R(x, y, z) = R_0(x, y, z) \exp j\O_r (x, y, z)] \text{ și}$$

$$O(x, y, z) = 0_0(x, y, z) \exp [j\O_0 (x, y, z)]$$

R_0 și O_0 sînt distribuțiile reale de amplitudini ale undelor R și O, $\O_r$ și $\O_0$ sînt distribuțiile de faze respective, iar $j = \sqrt{-1}$. Unda O conține întreaga informație despre obiect, întrucît amplitudinea și faza ei sînt determinate de către acesta. Amplitudinea și faza undei de referință sînt cunoscute. Dacă cele două unde se propagă în aceeași regiune din spațiu, apare cîmpul de interferență $O_1 + R$. În planul $z = 0$ se plasează un mediu fotosensibil, de pildă o placă fotografică H. Aceasta fiind sensibilă la intensitatea luminoasă incidentă, deci avînd o caracteristică pătratică, va răspunde iradierii $|O + R|^2$, iar după o developare corectă va avea o transmitanță $t\ (x,\ y)$ proporțională cu iradierea :

$$\begin{aligned} t(x, y) &= \beta\,|O\ (x, y) + R(x, y)|^2 = \\ &= \beta\{O_0(x, y) \exp [j\O_0(x, y)] + \\ &+ R_0(x, y) \exp [j\O_r(x, y)] \times \{O_0(x, y) \exp [- \\ &- j\O_0(x, y)] + R_0(x, y) \exp [- j\O_r(x, y)]\} = \\ &= \beta\{O_0^2 + R_0^2 + O_0R_0 \exp [j\ (\O_0 - \O_r)] + \\ &+ O_0R_0 \exp [j\ (\O_r - \O_0)]\} \end{aligned}$$

Dacă se reiluminează (fig. 2) placa fotografică astfel developată — denumită hologramă —

---

* Acest studiu a fost efectuat în laboratorul de holografie al catedrei de rezistența materialelor al Institutului politehnic din București.

cu o undă de reconstrucție identică cu unda de referință R, cîmpul total transmis de placă va fi:

$$U = Rt = \beta\{\underbrace{(O_0^2 + R_0^2) R_0 \exp(j\O_r)}_{U_1} +$$

$$+ \underbrace{R_0^2 O_0 \exp(j\O_0)}_{U_2} + \underbrace{R_0^2 O_0 \exp[j(2\O_r - \O)]}_{U_3}\}$$

Termenul U_1 nu reprezintă altceva decît o replică a undei de referință, propagîndu-se în direcția $\O_r$ și atenuată prin scalarul $(O_0^2 + R_0^2)$; ea nu este purtătoare de informație utilă referitoare la obiect. În schimb termenii U_2 și U_3 reprezintă fronturi de undă direct proporționale cu O, respectiv cu conjugata complexă O^+ și dau naștere imaginii primare (virtuale) și respectiv secundare (reale) ale obiectului.

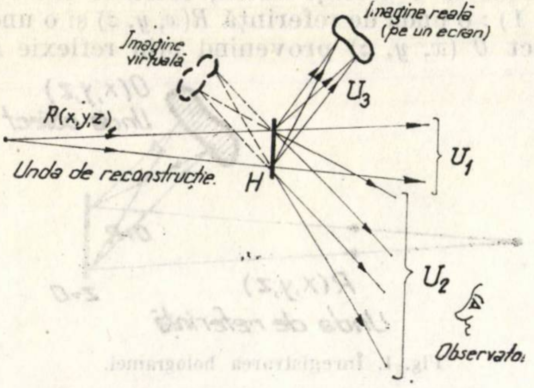


Fig. 2. Reconstrucția frontului de undă.

Pe o aceeași placă fotografică se pot efectua două sau mai multe înregistrări holografice ale aceluiași obiect, la momente diferite de timp. Dacă între două expuneri succesive obiectul suferă o modificare a formei sau a poziției sale, la reconstrucție vor apărea simultan, suprapuse, imaginile corespunzătoare celor două momente de timp. Imaginile provenind de la fronturi de undă coerente, se produce interferența lor, deci apariția unor franje de interferență. Din interpretarea acestora se pot trage concluzii referitoare la modificarea formei sau poziției obiectului, avînd în vedere faptul că franjele întunecate apar în regiunile în care diferența de drum optic între cele două expuneri este un număr impar de $\lambda/2$, iar cele luminoase acolo unde diferența este un număr întreg de λ (lungimea de undă a luminii utilizate).

Exprimarea matematică cea mai generală a fenomenului se obține scriind că după developare transmitanța plăcii în cazul a două expuneri este:

$t = \beta\{|O + R|^2 + |O' + R|^2\}$, iar frontul de undă reconstruit este

$$U = Rt = \beta\{(|O|^2 + 2|R|^2 + |O'|^2) R +$$

$$+ |R|^2 (O + O') + R^2 (O^+ + O'^+)$$

în care cu O' s-a notat unda transmisă de obiectul care a suferit modificarea. Termenul al doilea exprimă apariția simultană și interferența a două fronturi de undă, O și O', care în realitate nu au existat nicioată simultan; pe

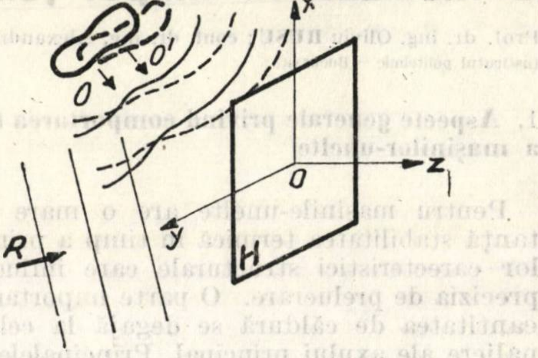


Fig. 3. Interferometria cu dublă expunere.

această cale se pot determina deformații sau deplasări de ordinul de mărime al lungimii de undă a luminii utilizate. Apariția franjelor de interferență poate fi eplicată pornind de la figura 3.

Se consideră holograma plasată în planul $z = 0$ și frontul de undă obiect $O(x, y) = O_0(x, y) \exp[j\O_0(x, y)]$, unde $O_0(x, y)$ este distribuția reală de amplitidini și $\O_0(x, y)$ distribuția de faze în planul $z = 0$.

Unda de referință este $R_0(x, y) \exp[j\O_r(x, y)$.

Ținînd seama că faza $\O = \frac{2\pi}{\lambda} r$, unde r este drumul optic parcurs de undă, rezultă că pentru

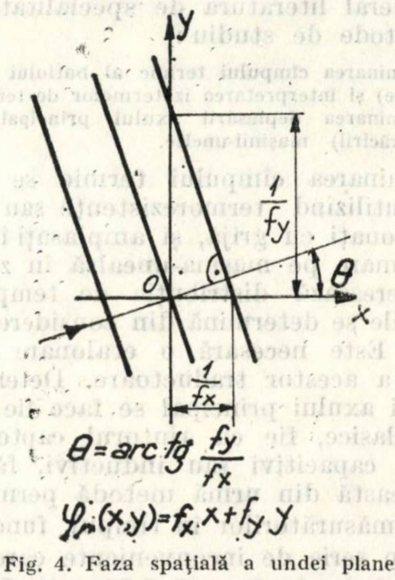


Fig. 4. Faza spațială a undei plane.

o undă de referință plană (fig. 4):

$$\O_r(x, y) = (f_x x + f_y y) \frac{2\pi}{\lambda},$$

în care cu f_x și f_y s-au notat frecvențele spațiale referitoare la direcțiile x și y, legate de direcția de propagare θ prin relaţia :

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{f_y}{f_x}$$

Frontul de undă-obiect modificat este :

$$O'(x, y) = O_0(x, y)\exp[j\varnothing_0'(x, y)].$$

În cazul modificărilor mici O_0 se păstrează, căci distribuţia de amplitudini rămîne aceeaşi. După expunere şi developare, transmitanţa în amplitudine a plăcii va fi dată de :

$$[O(x, y) + R(x, y)]^2 + [0'(x, y) + R(x, y)]^2 =$$

$$= O_0^2 + R_0^2 + R_0 O_0 \{\exp[j(\varnothing_0(x, y) -$$

$$- \varnothing_r(x, y))] + \exp[-j(j\varnothing_0(x, y) -$$

$$- \varnothing_r(x, y))]\} + O_0'^2 + R_0^2 +$$

$$+ R_0 O_0 \{\exp[j(\varnothing_0'(x, y) - \varnothing_r(x, y))] +$$

$$+ \exp[-j((\varnothing_0'(x, y) - \varnothing_r(x, y))]\}$$

Reconstruind cu frontul $R(x, y)$ cîmpul util U_2 transmis de hologramă va fi

$$U_2(x, y) = R_0^2 O_0 \{\exp[j\varnothing_0(x, y)] +$$

$$+ \exp[jO_0'(x, y)]\}$$

Un detector pătratic (retina, mediul fotosensibil) plasat în spatele hologramei, va detecta o intensitate luminoasă proporţională cu

$$I = 2R_0^4 O_0^2 \{1 + \cos[\varnothing_0'(x, y) - \varnothing_0(x, y)]\}$$

Ultima relaţie arată că imaginea obiectului, $O_0^2(x, y)$, va fi atenuată de scalarul $2R_0^4$ şi modulată în intensitate de termenul $\{1 + \cos[\varnothing_0'(x, y) - \varnothing(x, y)]\}$.

Vor apărea franje întunecate acolo unde $\Delta\varnothing = \varnothing_0' - \varnothing_0 = k(r' - r) = \frac{2\pi}{\lambda}(r' - r) = (2m + 1)\pi$, adică acolo unde diferenţa de drum optic este $r' - r = (2m + 1)\frac{\lambda}{2}$ şi franje luminoase acolo unde $r' - r = m\lambda$

Studiul experimental. Rezultate

Ca mod de lucru pentru cercetarea experimentală s-a ales efectuarea unor holograme cu dublă expunere ale suprafeţei frontale a axului principal al strungului la diverse momente, al cărui montaj este prezentat în figura 5.

Sursa de lumină coerentă a fost constituită de un laser (1) cu *He-Ne*, de putere 5 mW avînd $\lambda = 6329$ Å. Fasciculul emis de acesta a fost

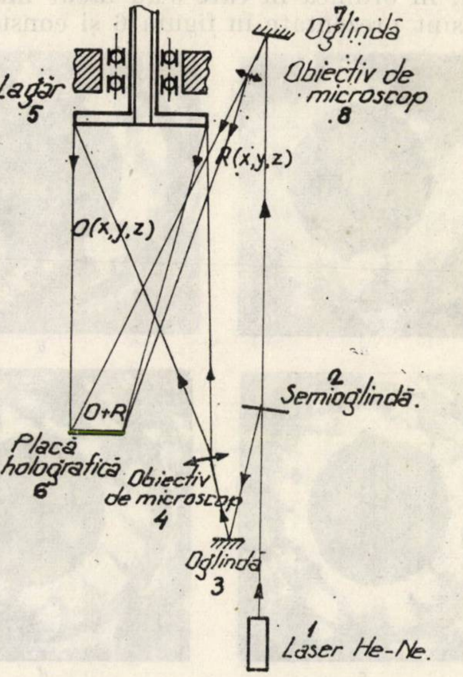


Fig. 5. Montajul holografic.

împărţit de semioglinda (2) în două părţi :

a) fasiculul-obiect, care după reflexie pe oglinda (3) a fost expandat de obiectivul de microscop (4) şi îndreptat spre suprafaţa frontală a axului principal al strungului (5), de unde prin reflexie difuză frontul de undă obiect ajunge pe placa fotografică (6);

b) fasciculul de referinţă, care după reflexie pe oglinda (7) şi expandare prin obiectivul de microscop (8), ajunge de asemenea pe placa fotografică.

Toate componentele optice au fost fixate pe batiul maşinii care reprezintă sistemul de referinţă fix.

A fost efectuată o succesiune de douăsprezece înregistrări holografice prin dublă expunere, pentru a compara poziţia lagărului din faţă la un moment de timp iniţial cu poziţiile la diverse momente de timp ulterioare. Prima expunere — aceeaşi pentru toate hologramele — a fost făcută cu strungul la temperatura cea mai ridicată, după o funcţionare de cîteva ore, iar expunerile ulterioare pe măsura răcirii strungului ; a fost urmărit în acest fel fenomenul revenirii spre poziţia de dinaintea funcţionării. O succesiune inversă a înregistrărilor (urmărind deplasarea lagărului pe măsura încălzirii) nu a putut fi luată în considerare din cauză că funcţionarea strungului între două expuneri succesive ar fi produs vibraţii care ar fi făcut imposibilă experienţa. S-a considerat că atît ca direcţie cît şi ca mărime deplasarea totală a lagărului rămîne aceeaşi atît în cursul încălzirii cît şi în cursul răcirii. Cîteva din imaginile obţinute pe măsura răcirii strungului, în ordinea în care s-au făcut înregistrările, sînt prezentate în figura 6 şi constituie de

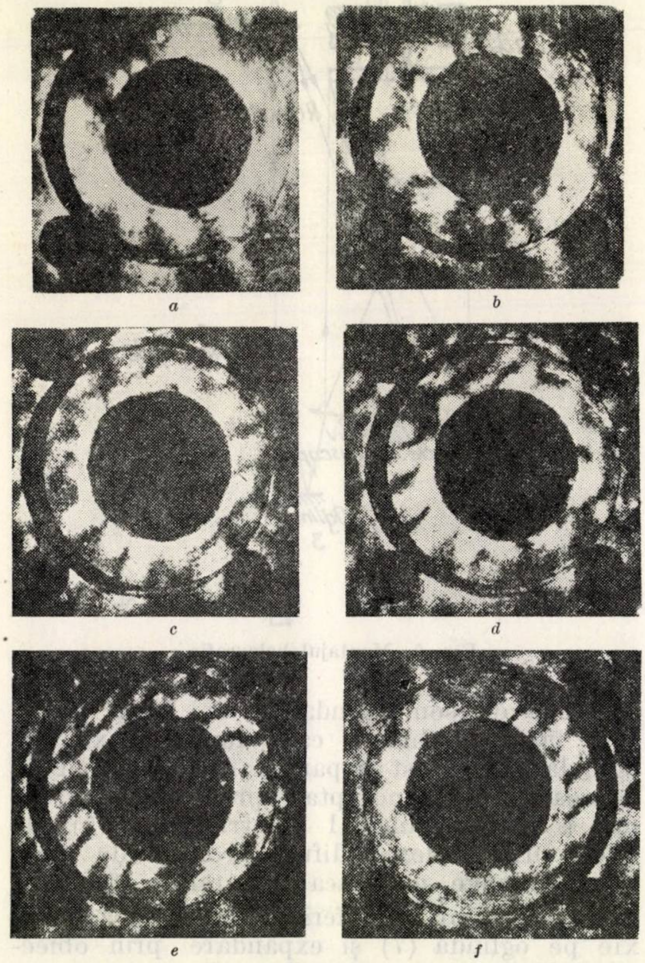


Fig. 6. Imagini interferometrice holografice ilustrind deplasarea lagărului din faţă la diverse momente de timp.

la prima vedere o redare a evoluţiei care a avut loc. În urma prelucrării datelor oferite de holograme şi de configuraţia experimentală s-au obţinut următoarele rezultate :

1. Ca urmare a variaţiei de temperatură datorite funcţionării, lagărul din faţă al strungului suferă o deplasare în planul său, în direcţia indicată de săgeată (fig. 7, cu o linie plină deplasarea în timpul încălzirii, o linie întreruptă — răcirea). Direcţia acestei deplasări este perpendiculară pe direcţia generală a franjelor şi este înclinată cu circa 50° faţă de orizontală.

2. În decurs de 42 de minute deplasarea în planul flanşei axei lagărului a atins valoarea de 68 μm. Întrucît constanta de timp a relaxării termice în acest caz este cu mult mai mare, această valoare nu reprezintă decît o fracţiune din valoarea totală a deplasării care apare ca urmare a încălzirii în timpul funcţionării. De-a lumgul celor 42 de minute, poziţiile succesive ale axei lagărului au fost cele indicate în figura 8 şi în graficul din figura 9.

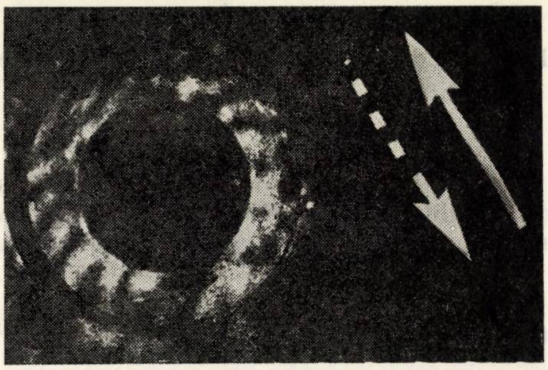


Fig. 7. Direcţia de deplasare a lagărului din faţă.

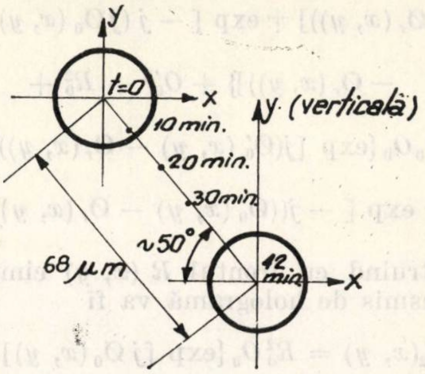


Fig. 8. Poziţiile succesive ale axei lagărului din faţă.

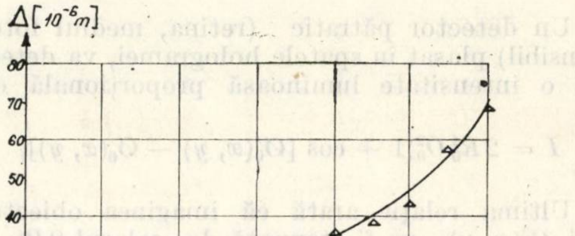


Fig. 9. Variaţia în timp a dezaxării lagărului.

Într-o primă aproximaţie rezultă că viteza medie de dezaxare a lagărului este de aproximativ 1,5 μm/min. Fără îndoială că un studiu mai aprofundat al acestei probleme impune în viitor prelungirea experienţei pînă la atingerea poziţiei de dinaintea încălzirii, ceea ce ar permite obţinerea de date mai complete referitoare la fenomenul studiat şi implicaţiile sale asupra preciziei prelucrării pieselor.

3. Examinînd forma neregulată a franjelor de interferenţă, rezultă că deplasarea lagă-

rului şi flanşei nu este o deplasare de corp rigid, în care caz franjele ar fi fost rectilinii sau cel mult luînd în considerare şi ieşirea flanşei din planul său, eliptice. Diferitele părţi ale flanşei suferă, pe lîngă translaţia generală, o deplasare relativă a unora faţă de celelalte, datorită diferenţelor de temperatură în material. Prin măsurarea abaterii formei franjelor faţă de forma rectilinie ideală, se pot stabili deplasările relative dintre punctele de pe flanşă.

4. Neregularităţile accentuate ale formei franjelor holografice în zona indicată pe fotografia din figura 10 indică prezenţa în partea superioară a flanşei a unor neomogenităţi de material, sesizate ca urmare a deformării locale pronunţate în timpul răcirii.

Prezentînd rezultatele acestui studiu experimental, trebuie menţionate cîteva dificultăţi a căror depăşire permite obţinerea unor imagini holografice de calitate superioară :

— Montajul holografic realizat pe strung (de regulă se foloseşte masa holografică, izolată împotriva vibraţiilor), nu a permis eliminarea totală a vibraţiilor aleatoare transmise prin sol, care au avut ca efect scăderea contrastului imaginii holografice, fără a modifica însă rezultatele.

— Iluminarea relativ slabă a obiectului studiat şi necesitatea unor timpi de expunere lungi au făcut ca chiar în timpul impresionării plăcii lagărul să sufere o foarte mică deplasare. Aceasta a dus la demodularea sistemului de franje de dublă expunere, la o degradare a imaginii, mai ales pentru primele holograme efectuate, cînd deplasarea în timpul expunerii a fost comparabilă ca mărime cu deplasarea dintre două expuneri.

Menţionăm în acelaşi timp — ceea ce s-a remarcat desigur de cititor — că a fost studiată numai deplasarea în planul flanşei. Analiza holografică permite să se tragă concluzii şi în ce priveşte rotirea flanşei şi deplasarea axului în lung. Condiţiile de lucru nu au permis realizarea unor holograme apropriate.

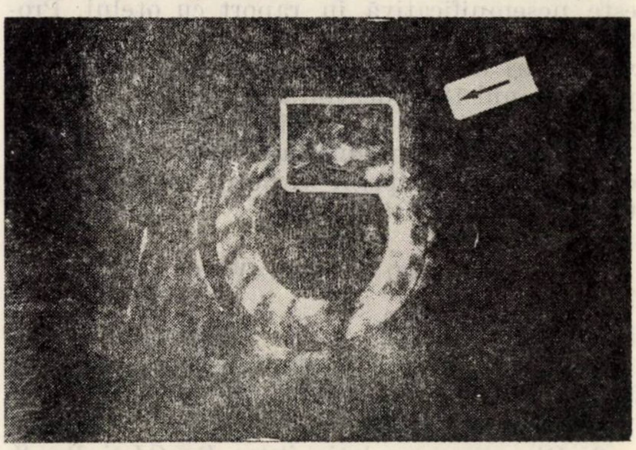


Fig. 10. Defecte de material.

BIBLIOGRAFIE

1. *O. Rusu*, *D. Borza*, Controlul nedistructiv al pieselor prin holngrafie. In: Construcţia de Maşini nr. 2–3, Bucureşti, 1975, p. 118.

◆

SUDAREA: MATERIALE, PROCEDEE, ECHIPAMENTE

Comunicări prezentate la sesiunea jubiliară cu ocazia împlinirii a 25 de ani de apariţie a revistei

CZ ; 621791 ;620.179.2(09)

Situaţia actuală şi dezvoltarea în perspectivă ale tehnologiilor de sudare şi control al îmbinărilor şi structurilor sudate

Dr. ing. Traian **SĂLĂGEAN**; dr. ing. Voicu **SAFTA**
Institutul de sudură şi încercări de materiale (ISIM) – Timişoara

A. Privire generală

1. Aplicarea sudării în producţia de bunuri materiale a început în jurul anului 1900, şi după perioada de competiţie cu celelalte metode de îmbinare nedemontabilă (1900 – 1939), sudarea s-a impus prin eficienţa sa economică superioară. Din acest motiv, azi există o strînsă corelaţie între producţia mondială de oţel *Pm-OL* şi producţia mondială de structuri sudate *Pm-S*, astfel că raportul este :

$$\frac{Pm-S}{Pm-OL} = 27\ \% \qquad (1)$$

şi are tendinţa de creştere spre 45 % în anul 2000. Începînd cu anul 1950, alte metale şi aliaje metalice au fost folosite în structuri sudate pe primul loc fiind aluminiul şi aliajele sale, urmate aproape de titan şi aliajele sale. Urmărind creşterile producţiilor mondiale de oţel *Pm-Ol* şi de aluminiu *Pm-Al* se constată că ponderea aluminiului, cel puţin pînă în anul 1980, este nesemnificativă în raport cu oţelul. Probabil că după anul 1980 dezvoltarea sudării se va urmări în relaţie cu producţia de metal, dar pînă în anul 1880 dezvoltarea sudării se poate corela numai cu producţia de oţel.

În ţara noastră producţia de oţel Y_{OL} în milioane de tone se poate exprima în funcţie de timp cu relaţia :

$$Y_{OL} = 0{,}660 - 0{,}056 . X + 0{,}016 . X^2 \qquad (2)$$

în care X este 1, 2, 3 . . . , pentru anii 1951, 1952, 1953. Regresia statistică are un grad înalt de corelaţie (de 98,93 %) cu datele reale privind producţia de oţel.

2. Din cauza corelaţiei între *Pm-OL* şi *Pm-S*, se stabilesc relaţii cu bună semnificaţie şi între *Pm-OL* şi producţia de materiale de adaos. Referindu-ne numai la electrozii înveliţi E şi la sîrmele de sudură S, se introduc rapoartele :

$$I_E = \frac{E}{P - OL} ; \quad I_S = \frac{S}{P - OL} \qquad (3)$$

În ţara noastră producţia de electrozi Y_E în milioane de kilograme se exprimă în funcţie de timp cu relaţia :

$$Y_E = 2{,}54 . X - 13{,}99 \qquad (4)$$

în care X are aceeaşi semnificaţie cu cea din relaţia (2). Regresia statistică are un grad înalt de corelare (de 98,27%) cu datele reale privind producţia de electrozi. În consecinţă I_E are expresia :

$$I_E = \frac{Y_E}{Y_{OL}} = \frac{2{,}54 . X - 13{,}99}{0{,}016 . X^2 - 0{,}056 . X + 0{,}660} \qquad (5)$$

Începînd cu anul 1964 I_E are o tendinţă de scădere. În anul 1974, I_E este de circa 5,5 şi va scădea la 3,0 în anul 2000.

3. Direcţiile generale de dezvoltare a sudării au fost determinate cercetînd prognozele în cele două ţări cu nivelul cel mai înalt al domeniului : Statele Unite şi Uniunea Sovietică.

— În ambele ţări, indicele de echipament pentru sudare I_U definit ca raportul dintre valoarea echipamentului de sudare şi producţia de structuri sudate are valoarea :

$$I_U = 6{,}1 \pm 1{,}1 \text{ dolar/tonă}$$

la cursul dolarului din anul 1971. I_U are o tendinţă foarte largă de scădere, motiv pentru care el poate fi considerat constant pînă în anul 2000.

— În ambele ţări, productivitatea muncii în fabricaţia structurilor sudate I_P definită ca raportul dintre masa structurii sudate produsă de un sudor pe an, are valoarea :

$$I_P = 91{,}3 \pm 2{,}0 \text{ tone/sudor.an}$$

şi are o tendinţă lentă de creştere.

— Alte informaţii privind direcţiile generale de dezvoltare ale sudurii în Statele Unite şi în Uniunea Sovietică sînt arătate în tabelul 1. Se vede că în ambele ţări ponderea electrozilor cu înveliş acid scade, iar cea a electrozilor cu înveliş rutilic şi bazic creşte. Gradul de mecanizare creşte, şi creşte şi valoarea echipamentului de sudare. Ca pondere, echipamentul de sudare prin presiune rămîne constant la circa 30% în Statele Unite şi creşte de la 11,7% la circa 20% în Uniunea Sovietică.

B. Cadrele

1. Cadrele de sudori necesare realizării producţiei de structuri sudate $P-S$ se pot calcula după cum urmează : se porneşte de la producţia de oţel P-OL dată de relaţia (2), căreia i se aplică raportul de 27%, conform datelor pe plan mondial. Rezultă deci că $P-S$ are expresia :

$$P - S = 0{,}27 . Y_{OL} = 0{,}180 - 0{,}015 . X + 0{,}004 . X^2 \qquad (6)$$

Pentru perioada 1975 — 1980, indicele de productivitate mediu I_P poate fi considerat de

Tabelul 1

Ţara	Evoluţia sortimetelor de electrozi %									Evoluţia valorică a echipamentului de sudare ×10⁶ dolari									Evoluţia graduui de mecanizare %		
	1965			1975			1980			1965			1975			1980					
	A	*R*	*B*	*A*	*R*	*B*	*A*	*R*	*B*	*t*	*a*	*p*	*t*	*a*	*p*	*t*	*a*	*p*	65	75	80
USA	6	56	38	5	50	45	4	48	48	150	105	45	264	184	80	320	220	100	38	46	50
URSS	48	27	25	30	42	28	20	50	30	145	128	17	318	254	64	404	324	80	47	60	63

A = lectrozi cu înveliş acid
R = eelectrozi cu înveliş rutilic
B = electrozi cu înveliş bazic

t = valoarea totală a echipamentului
a = valoarea echipamentului de sudare cu arc
p = valoarea echipamentului de sudare prin presiune

60 t/sudor. an şi deci numărul de sudori Ns se poate calcula cu relaţia:

$$Ns = \frac{P-S}{60} = 3 - 0{,}25.X + 0{,}07.X^2 \qquad (7)$$

în mii de sudori pe an.

2. Cadrele medii (maiştrii, subingineri) necesare conducerii proceselor de sudare în producţia de bunuri materiale se pot calcula considerînd că la circa 20 de sudori este nevoie de un cadru mediu, numit în cele ce urmează tehnician sudor. Ragortul, relativ mic de 1/20 s-a ales pe baza faptului că odată ce creşte gradul de mecanizare, procesele de sudare devin mai complexe şi deci munca de dirijare este, cantitativ şi calitativ, în creştere.

3. Cadrele cu pregătire superioară (ingineri) necesare conducerii proceselor de sudare în producţia de bunuri materiale se pot calcula folosind raportul de 1/100 faţă de Ns, raport admis şi în recomandările IIS.

4. Calculele făcute la Ns, N_T şi N_I dau cadrele necesare pentru realizarea proceselor de sudare în producţia de bunuri materiale. La acestea trebuie adăugate cadrele de toate nivelurile pentru:

Montajul extern, reparaţiile şi întreţinerea echipamentelor tehnologice, a vehiculelor de toate felurile şi a altor instalaţii şi echipamente, inclusiv a bunurilor de consum. In acest domeniu, în acord cu documentaţia IIS, cadrele necesare variază între 10 şi 30% din numărul cadrelor destinate producţiei. In cazul nostru vom folosi procentajul mediu de 20%.

Cercetarea, dezvoltarea şi învăţămîntul de toate gradele, domeniu în care ponderea o deţin cadrele cu pregătire superioară şi medie. Se consideră că pentru a concepe şi proiecta structurile sudate, materialele şi echipamentele de sudare necesare unei producţii de Ns sudori, la fiecare 150 de sudori trebuie să fie un inginer şi un tehnician, incluzînd aici şi cadrele didactice necesare instruirii sudorilor, tehnicienilor şi inginerilor. Ca atare N_T şi N_I din acest domeniu se vor calcula cu 1/150 din Ns destinaţi producţiei, montajului extern, reparaţiilor şi întreţinerii. Cadrele de sudori pentru cercetare, învăţămînt şi producţie se vor putea calcula cu raportul 1/200, avînd în vedere că proiectarea nu necesită sudori, pe cînd cercetarea şi învăţămîntul au nevoie de ei.

Diverse alte forme de control şi sinteze au nevoie de cadre de sudori. Vom considera că toate aceste diverse organe ridică pe N_T şi N_I cu 2% şi pe Ns cu 1%.

C. Căile de ridicare a nivelului tehnologic

C1 Procedee

Sudarea manuală cu electrozi înveliţi, notată în continuare cu *SE* şi sudarea automată şi semiautomată sub flux, notată în continuare cu *SF*. În producţia de vehicule rutiere şi feroviare, precum şi de materiale de cale, procedeele de sudare prin presiune cap la cap şi prin puncte sînt aplicate pe scară largă. În ultimii patru, cinci ani s-au dezvoltat procedeele de sudare în medii de gaze inerte cu electrod fuzibil *MIG* şi nefuzibil *WIG*, precum şi sudarea cu arcul electric în mediu de bioxid de carbon, notată în continuare cu *MAG*.

În cele ce urmează se va indica modul operator prin: *M* — procedeu manual; *SA* — procedeu semiautomat; *A* — procedeu automat. Este indicată şi valoarea coeficientului de depunere A_D pentru fiecare procedeu.

SE = sudare cu electrozi înveliţi; *M*; $A_D = 0{,}5...1{,}5$ g/s.

Procedeul *SE* are cîteva variante cu productivitate mai mare.

*SE*1 = sudarea cu electrozi înveliţi gros (cu pulbere de fier în înveliş); *M*; $A_D = 1...3$ g/s.

*SE*2 = sudare cu electrozi culcaţi; *SA*; $A_D = 2{,}5-7{,}5$ g/s datorită faptului că un sudor poate supraveghea trei la cinci sudări simultane, prin organizarea corespunzătoare a secvenţelor operaţiilor.

*SE*3 = sudare gravitaţională; *SA* aceleaşi caracteristici ca şi *SE*2.

MAG = sudarea cu arcul electric în mediu de bioxid de carbon; *SA* şi *A*; $A_D = 1{,}5...3{,}5$ g/s.

Procedeul MAG are cîteva variante cu productivitate, respectiv calitate şi eficienţă mai mare.

*MAG*1 = sudarea cu arcul electric în mediu de bioxid de carbon şi sîrmă tubulară; *SA* şi *A*; $A_D = 2...4$ g/s şi o stabilitate mai bună a arcului electric prin reducerea stropilor de metal. *MAG* 2 = sudarea cu arcul electric şi sîrmă tubulară fără gaz protector; *SA* şi *A*; $A_D = 1{,}5...$ 3,5g/s, la care se adaugă faptul că nu este necesar bioxid de carbon pentru protecţia arcului electric.

MIG = sudarea cu arcul electric în mediu de argon: *SA* şi *A*; $A_D = 1{,}5...4{,}0$ g/s.

TIG = sudarea cu arcul electric în mediu de argon, folosind metal de adaos sub formă de baghetă, respectiv fără metal la adaos; *M*; $A_D = 0{,}5...1{,}5$ g/s.

SE_1 = sudarea cu arcul electric sub flux cu mai multe sîrme; *A*; $A_D = 4...10$ g/s la curenţi de sudare *I* cuprinşi între 800 şi 1 600 A. SF2 = sudarea cu arcul electric sub flux cu sîrmă încălzită; *A*; $A_D = 4...12$ g/s la aceeaşi curenţi de sudare ca la *SF*.

*SF*3 = sudarea cu arcul electric sub flux şi cu pulberi metalice în rostul de sudură; *A*; $A_D = 5...12$g/s la aceeaşi curenţi de sudare ca la *SF*.

SB = sudarea cu arcul electric sub flux (*SB*1) sau în mediu de gaze protectoare (*SB*2) folosind metal de adaos sub formă de bandă; *A*;

$A_D = 5...15$ g/s la aceeaşi curenţi de sudare ca la *SF*, realizînd totodată cusături cu pătrundere mult mai redusă în metalul de bază decît la *SF*.

SI = grupă de procedee pentru sudarea pieselor groase (C2.3) în rosturi neprelucrate (rosturi în *I*). Eficienţa economică a acestor procedee faţă de *SE MAG* şi *SF* constă în faptul că se elimină operaţia de pregătire a rostului pentru sudură. Coeficienţii de depunere nu sînt substanţial diferiţi de cei ai procedeelor *SE MAG* şi *SF*. În această grupă de procedee se află:

*SI*1 = sudarea cu arcul electric în mediu de bioxid de carbon cu electrozi înveliţi culcaţi în rostul de sudură; *SA* şi *A*; $A_D = 2...5$ g/s.

*SI*2 = sudarea cu arcul electric în mediu de bioxid de carbon cu mai multe sîrme; *A*; A_D = numărul de sîrme X A_D de la MAG.

*SI*3 = sudarea cu două capete de sudură; primul *MAG* şi al doilea *SF*: *A*; $A_D = A_D$ de la *MAG* + A_D de la *SF*.

SV = sudarea cu arcul electric în mediu de bioxid de carbon pe verticală; *A*; $A_D = 1...5$ g/s.

SP = sudarea dintr-o parte (C4.2) în poziţiile C3.1, C3.2, C3.3, cu formarea rădăcinii cusăturii pe suport de electrod învelit; *M* şi *SA*; A_D la acest procedeu este cel al procedeului cu care se face sudarea. Eficienţa procedeului *SP* constă în: formarea corespunzătoare a rădăcinii cusăturii fără a fi nevoie de suport din cupru, oţel sau flux; nu este nevoie să se rotească piesele de sudat, fiindcă se sudează dintr-o parte.

SBZ = sudarea în baie de zgură; *A*; $A_D = 3...15$ g/s.

Domeniile de aplicare ale procedeelor prezentate în raport cu criteriile specifice Cl...C7 sînt arătate în tabelul 2.

Criteriile specifice C1 ... C7 necesare definirii domeniilor de aplicare ale diferitelor procedee de sudare sînt:

C1 = lungimea cusăturii *Lc*; se deosebesc:
— cusături scurte cu $Lc < 200$ mm (Cl.1)
— cusături medii cu $200 \leqslant Lc < 1000$ mm (Cl.2)
— cusături lungi cu $Lc \geqslant 1000$ mm (Cl.3)

C2 = grosimea piesei de sudat δ; se deosebesc:
— piese subţiri cu $\delta < 5$ mm (C2.1)
— piese medii cu $5 \leqslant \delta < 30$ mm (C2.2)
— piese groase cu $30 \leqslant \delta < 60$ mm (C2.3)
— piese foarte groase cu $\delta \geqslant 60$ mm (C2.4)

Tabelul 2

Procedeul	Criteriile specifice tehnologiei sudării							Observaţii
	C1	*C2*	*C3*	*C4*	*C5*	*C6*	*C7*	
SE	1−2	1−2	1−2−3	1−2	1−2	1−2−3	1−2−3	Cl. 3 în cazul C6.3
*SE*1	1−2	1−2−3	1−2	1−2	1−2	1−2−3	1−2−3	La sudare în rosturi strîmte primele treceri se fac *SE*.
*SE*2	2−3	1−2	1	1−2	1−2	1	1−2	Necesită electrozi speciali şi dispozitive.
*SE*3	2−3	1−2	1	2	2	1	1	Necesită electrozi speciali şi dispozitive
MAG	1−2−3	1−2−3	1−2−3	1−2	1−2	1−2−3	1	Necesită CO_2 garantat şi sîrme subţiri (0,8−1,2−1,6−2,0−2,4) bobinate
MAG 1	1−2−3	1−2−3	1−2−3	1−2	1−2	1−2−3	1−2	Necesită CO_2 garantat şi sîrme tubulare
MAG 2	1−2−3	1−2	1−2−3	1−2	1−2	1−2−3	1	Necesită sîrme tubulare
MIG	1−2−3	1−2−3	1−2−3	1−2	1−2−3	1−2−3	2−3−4	Necesită. Ar garantat şi sîrme subţiri bobinate
TIG	1−2	1	1−2	1−2	1−2−3	1−2−3	2−3−4	Necesită Ar garantat şi baghete de adaos
SV	3	1−2−3−4	1	1−2	1−2	1−2	1−2−3−4	Necesită fluxuri topite, ceramice şi sintetizate şi sîrme de sudură bobinate
SV 1	3	2−3	1	2	1	1−2	1	idem
SV 2	3	2−3−4	1	1−2	1	1−2	1	idem

C3 = poziţia de sudare *Ps* ; se deosebesc :
- sudarea în poziţie orizontală şi jgheab (C3.1)
- sudarea în poziţie verticală (C3.2)
- sudarea în cornişe şi peste cap (C3.3)

C4 = accesibilitatea sudorului *As* : se deosebesc :
- sudarea din ambele părţi (C4.1)
- sudarea dintr-o parte (C4.2)

C5 = tipul de îmbinare *TI* : se deosebesc :
- îmbinări cap la cap (C5.1)
- îmbinări de colţ (C5.2)
- încărcări şi placări prin sudare (V5.3)

C6 = linia axei cusăturii *Cx* : se deosebesc :
- cusături drepte (C6.1)
- cusături circulare (C6.2)
- cusături strîmbe în spaţiu (C6.3)

C7 = natura metalului de bază *MB* se deosebesc :
- oţeluri pentru structuri sudate OL.S (C7.1)
- oţeluri aliate OL.A (C7.2).
- oţeluri placate OL.P (C7.3)
- metale şi aliaje neferoase NEF (C7.4)

Eficienţa procedeelor de sudare prezentate se estimează cu doi indicatori : I_1 care defineşte creşterea productivităţii sudării din cauza măririi coeficientului de depunere A_D faţă de sudarea *SE* :

$$I_1 = \frac{A_{D'}}{A_D} \tag{8}$$

în care indicele „prim" arată că A_D se referă la procedeul respectiv considerat; A_D fără indicele „prim" este coeficientul de depunere al procedeului *SE*.

Indicatorul I_2 care defineşte creşterea productivităţii sudării atît din cauza creşterii lui A_D cît şi din cauza scurtării duratei sudării t_s ca urmare a înlocuirii modului operatoriu semiautomat sau automat. Calculul lui t_s se face cu relaţia :

$$t_s = (1 + x)\frac{V \cdot \gamma}{A_D} \tag{9}$$

în care V este volumul unui metru de cusătură, γ este masa specifică şi x estimează pauzele în procesul sudării determinate de modul operatoriu. Indicatorul I_2 este definit astfel :

$$I_2 = \frac{t_{s'}}{t_s} = \frac{1 + x'}{(1 + x . I_1)} \tag{10}$$

Este evident că un calcul exact al indicatorilor I_1 şi I_2 se poate face numai pe cazuri concrete. Considerînd însă valori medii pentru x şi A_D, s-au calculat valorile medii ale indicatorilor I_1 şi I_2 la procedeele de sudare prezentate. Rezultatele calculelor sînt arătate în tabelul 3.

C2 Echipamente de sudare

Echipamentele moderne, în special cele cu plasmă şi microplasmă pentru tăiere şi sudare permit o creştere substanţială a productivităţii şi a calităţii lucrărilor.

C3 Materiale de adaos pentru sudare

Elaborarea şi perfecţionarea mai multor tipuri de electrozi şi tipuri noi de sîrmă de sudare au permis executarea unor structuri sudate, cu exploatări speciale.

Perfecţionarea fabricaţiei sîrmelor tubulare cu miez, pentru sudarea oţelurilor nealiate şi slab aliate, în mediu de CO_2, dezvoltarea fabricaţiei fluxurilor ceramice pentru scopuri speciale şi fluxurilor topite cu bazicitate ridicată, precum şi a altor materiale permit de asemenea ridicarea calităţii sudurilor.

C4 Metalul de bază

Oţelurile folosite în structuri sudate trebuie să aibă o serie de caracteristici, care să permită sudarea cu procedee industriale. ISIM prin cercetările făcute a introdus noţiunea de comportare metalurgică la sudare (CMS), care oglindeşte reacţia metalului faţă de introducerea localizată de energia caracteristică sudării. S-a elaborat o metodologie pentru determinarea acestei comportări, bazată pe trei grupe de

Tabelul 3

Procedeul	A_D g/s	x	I_1	I_2	Procedeul	A_D g/s	x	I_1	I_2
SE	1,0	3	—	—	*SF*1	7,0	0,5	7,0	0,055
*SE*1	2,0	3	2,0	0,50	*SF*2	8,0	0,5	8,0	0,047
*SE*2	5,0	1	5,0	0,10	*SF*3	8,5	0,5	8,5	0,044
*SE*3	5,0	1	5,0	0,10	*SB*	10,0	0,5	10,0	0,037
MAG	2,5	0,8	2,5	0,18	*SI*1	3,5	0,8/0,5	3,5	0,13/0,11
*MAG*1	3,0	0,8	3,0	0,15	*SI*2	n. 2,5	0,5 n.	2,5	0,15/n
*MAG*2	2,5	0,8	2,5	0,18	*SI*3	8,5	0,5	8,5	0,044
MIG	2,7	0,8/0,5	2,7	0,17/0,14	*SV*	3,0	0,3	3,0	0,110
TIG	1,0	3	1,0	1,00	*SP*	—	—	—	—
SF	6,0	0,5	6,0	0,060	*SBZ*	8,0	0,3	8,0	0,040

n = numărul de sirme ; la *SP* indicatorii sînt cei de la procedeul cu care se face sudarea.

încercări: încercări pe metalul în starea de livrare, încercări asupra zonei influenţate termic şi încercări de estimare a efectului factorilor fragilizaţi. Datele obţinute sînt necesare stabilirii tehnologiei de sudare, astfel încît performanţele îmbinărilor să satisfacă cerinţele caietului de sarcini. Metoda elaborată a fost aplicată la podul peste Dunăre de la Giurgeni-Vadul Oii şi apoi, în colaborare cu ICEM — Bucureşti, la oţelurile fabricate în ţară. Astăzi dispunem de fişe de comportare metalurgică la sudare pentru zece oţeluri româneşti, şi acţiunea se află în curs de desfăşurare. Aceste fişe au fost difuzate întrerinderilor cu pondere însemnată în fabricaţia de structuri sudate.

Metoda elaborată de ISIM pentru determinarea acestei comportări a fost prezentată şi la Institutul internaţional de sudură (IIS) şi a fost folosită, cu alte lucrări, la elaborarea recomandării acestui institut în legătură cu ea.

Din acest ansamblu de cercetări rezultă că oţelurile nealiate cu puţin carbon (oţeluri moi) şi cele slab aliate produse în R.S.România, se situează la nivelul performanţelor mondiale din punct de vedere al comportării metalurgice la sudare. Este însă necesară o preocupare mai profundă în ceea ce priveşte constanţa calităţii produselor. Se observă uneori că produsele din oţel livrate se abat de la performanţele stabilite, fie datorită depăşirii limitelor la compoziţia chimică, fie datorită nerespectării limitelor tehnologiei de tratare termică.

În viitorul apropiat, metalurgiştii noştri se preocupă de elaborarea oţelurilor pentru structuri sudate cu limită de curgere peste 36 kgf/mm^2. Este un pas mult aşteptat de constructorii de structuri sudate, care speră să aibă la dispoziţie oţeluri cu limita de curgere la 60 kgf/mm^2 în următorii doi, trei ani.

Tot din partea metalurgiei naţionale aşteptăm elaborarea unor oţeluri cu caracteristici mecanice şi de comportare metalurgică la sudare bune. Printre acestea amintim: oţeluri slab aliate călite şi revenite (*QT*) la care limita de curgere σ_c poate atinge 100 kgf/mm^2: oţeluri slab aliate cu structură bainitică a căror σ_c este în jur de 140 kgf/mm^2; oţeluri slab aliate cu mangan şi cu $C \leq 0{,}03\,\%$, foarte uşor de sudat şi care au σ_c pînă la 90 kgf/mm^2; oţeluri maraging cu $\sigma_c = 250$ kgf/mm^2; oţeluri criogenice; table placate şi multe altele.

În domeniul metalelor şi aliajelor neferoase la ISIM s-au elaborat tehnologii de sudare a unor aliaje de aluminiu, de cupru, de titan, (a unui aliaj monel şi a nichelului.

S-au elaborat broşuri privind sudarea principalelor aliaje neferoase, inclusiv privind sudarea metalelor active şi refractare. Domeniul neferoaselor se va dezvolta foarte mult în viitor, avînd în vedere preocupările metalurgiei noastre. Dezvoltarea se va face atît în direcţia măririi cantităţii cît şi a diversificării calitative.

C5. Controlul calităţii îmbinărilor şi structurilor sudate

În execuţia de utilaje, echipamente şi construcţii sudate, controlul de calitate ocupă o pondere însemnată, ajungînd în domeniul tehnicilor de vîrf al produselor pentru centrale nucleare la aproximativ 30-40 % din întreaga manoperă de realizare. În asemenea condiţii asigurarea calităţii execuţiei şi implicit a competitivităţii produselor industriei constructoare de maşini este riguros condiţionată de promovarea unor tehnologii moderne şi eficiente de control şi testare, ceea ce presupune pe lîngă o activitate orientată şi o echipare corespunzătoare a laboratoarelor uzinale de control şi cercetare. Unităţile industriale care realizează structuri sudate, respectiv care au o pondere însemnată de lucrări de sudare, sînt confruntate în funcţie de specificul produselor pe care le realizează cu următoarele probleme privind controlul fabricaţiei şi testarea produselor;

a. stabilirea comportării mecanice a materialelor de bază şi de adaos;

b. verificarea şi omologarea tehnologiilor de sudare;

c. controlul îmbinărilor sudate în procesul de fabricaţie;

d. încercări ale produselor (subansamblurilor), inclusiv a celor de omologare;

e. controlul periodic în funcţionare a unor construcţii şi instalaţii deosebite;

f. probe pentru verificarea practică şi atestarea sudorilor.

Activitatea ISIM în acest domeniu a fost organizată în esenţă pe această structură, în vederea satisfacerii problemelor complexe pe care le ridică fiecare fază de control menţionată. În continuare se expun principalele rezultate obţinute şi direcţiile de dezvoltare în perspectivă.

În domeniul grupelor de control a, b, şi f.

S-a dezvoltat capacitatea proprie de încercări şi analize de materiale şi îmbinări sudate, în acest domeniu ISIM putînd să acopere întreaga arie a încercărilor mecanice şi a analizelor structurale convenţionale standardizate în ţara noastră şi pe plan mondial.

S-au dezvoltat şi aplicat metode noi de încercări şi analize în vederea determinării comportării materialelor şi a îmbinărilor sudate în diferite condiţii de exploatare, abordînd următoarele probleme:

— comportarea la temperaturi joase şi criogenice a oţelurilor şi sudurilor realizate în construcţia de utilaje chimice, echipamente energetice, construcţii sudate pentru centrale termoelectrice, construcţii de poduri şi furnituri pentru export;

— comportarea la temperaturi ridicate a unor tipuri de oţeluri folosite la echipamente energetice;

— comportarea metalurgică la sudare a oţelurilor de tip *OL* de uz general pentru construcţii, de tip *R* pentru recipiente sub presiune, de tip *K* pentru cazane:

— comportarea la oboseală (durabilitate) a diferitelor tipuri de îmbinări sudate, a oţelurilor de rulmenţi, a oţelurilor pentru arbori de motoare şi osii de material rulant;

— încercări speciale de fisurabilitate aplicate la noi tipuri de oţeluri şi materiale asimilate sau studiate în ţară: oţeluri de înaltă rezistenţă de tip maraging, oţeluri aliate, aliaje de aluminiu şi materiale speciale de sudare;

— comportarea la uzare a materialelor de încărcare pentru scule, utilaje de extracţie, maşini agricole, precum şi a materialelor plastice aglomerate folosite ca înlocuitori de metal pentru confecţionarea saboţilor şi segmenţilor de frînă, ferodourilor etc.

— încercări de coroziune intercristalină şi de coroziune sub tensiune, fenomene specifice aplicării tehnologiilor de sudare a oţelurilor austenitice folosite în construcţia de utilaje chimice;

— elaborări de tehnologii complete pentru verificarea şi omologarea tehnologiilor de sudare pentru instalaţii din industria chimică, pentru podul de peste Dunăre de la Giurgeni—Vadu Oii etc.

— încercări pentru atestarea sudorilor în construcţii aeronautice, construcţii-montaj de conducte şi alte tipuri de structuri metalice.

Se menţionează că în acest domeniu s-au aplicat prioritar în construcţia de maşini din ţara noastră, la nivelul stadiului actual al tehnicilor de încercare pe plan mondial, metode moderne de încercare dintre care se enumeră: încercările de fisurarabilitate K_{IC} şi *COD*, încercarea la şoc Pellini încercările la temperaturi criogenice pînă la —196°C, încercări de uzare uscată şi uzare abrazivă, încercări de oboseală cu sarcină progresivă şi încercări prescurtate, încercări de duritate cu urmă continuă, duritate la cald etc.

În domeniul grupelor de control c, d şi e.

În acest domeniu ISIM a promovat metode moderne de control nedistructiv a îmbinărilor şi structurilor sudate prin:

— stabilirea metodologiilor de control ultrasonic a îmbinărilor sudate cap la cap şi de colţ;

— elaborarea de tehnologii de control cu ultrasunete a îmbinărilor sudate pentru poduri rulante, poduri de cale ferată, construcţia de boghiuri sudate şi alte produse;

— efectuarea unor lucrări de control nedistructiv pe construcţii deosebite de recipiente, rezervoare, poduri, conducte sudate ş.a.;

— aplicarea controlului magnetic, în special la piese de utilaj minier de mare răspundere;

— aplicarea controlului cu lichide penetrante la îmbinări sudate în construcţia de recipiente, la placări cu oţel inoxidabil, precum şi la verificarea în exploatare a porţilor de ecluză. pentru Centrala hidroelectrică „Porţile de Fier".

S-au dezvoltat metodologii şi s-au efectuat măsurători pe stand şi în exploatarea în vederea determinării spectrului real de solicitare a unor construcţii şi produse cum ar fi: cadre şi şasiuri de vagoane, cadre de boghiuri, ascensoare, recipiente, utilaj metalurgic, piese hidraulice, materiale de cale, folosind metoda tensometriei electrice rezistive. Rezultatele au servit la raţionalizarea construcţiilor şi la stabilirea şi verificarea capacităţii de încărcare reală în exploatare.

S-au efectuat cercetări în vederea stabilirii tensiunilor remanente generate în cursul execuţiei produselor, în construţia recipientelor, a grinzilor mari sudate, a materialelor de cale ferată, a inelelor de rulmenţi etc., care au fost utilizate pentru elaborarea unor tehnologii adecvate de tratamente termice de detensionare sau a altor măsuri menite să preîntîmpine inducerea unor tensiuni remanente peste limitele acceptate.

D. Cercetare, proiectare, dezvoltare

Cercetarea ştiinţifică în domeniul sudării şi controlului structurilor sudate se efectuează în ISIM — Timişoara, unitate tutelată de Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini Grele, care asigură industria naţională cu cercetarea tenologică de care aceasta are nevoie. ISIM — Timişoara s-a înfiinţat la 1 februarie 1970 prin prelucrarea secţiilor de sudură şi de încercări la oboseală ale bazei din Timişoara a Academiei R. S. România.

În prezent ISIM dispune de 264 de cadre, faţă de 51 de cadre cît avea la înfiinţare, din care:

— 112 cadre cu pregătire superioară.

— 49 de cercetători atestaţi distribuiţi pe niveluri astfel: doi cercetători principali I; şase cercetători principali II; doi cercetători principali III; 32 de cercetători;

— 12 doctori ingineri şi un membru corespondent al Academiei R. S. România.

* * *

CZ : 669.14−417(49.8).001.5

Cercetări privind apariția fenomenului de destrămare lamelară în table din oțeluri românești

Dr. ing. Doina **DRĂGULESCU** ; ing. Victor **BUDĂU**
Institutul de sudură și încercări de materiale (ISIM) – Timișoara

1. Dezvoltarea și diversificarea structurilor sudate înregistrate în ultimii ani au condus la creșterea numărului de elemente dintr-o structură care sînt supuse unor tensiuni mari în direcția grosimii. Ca urmare se manifestă fenomenul de fisurare denumit — datorită aspectului său caracteristic — „destrămare lamerlară" (figura 1), care apare chiar la tablele din oțel obișnuit care au performanțe satisfăcătoare în condiții normale de lucru [1, 2, 3].

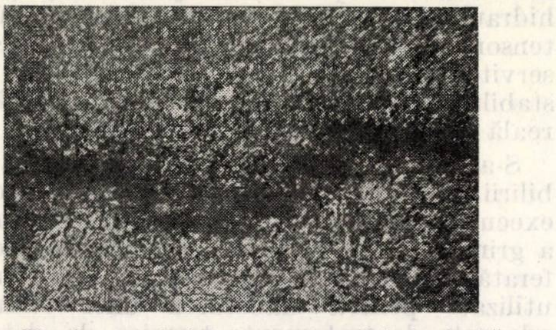


Fig. 1. Fisură caracteristică fenomenului de destrămare lamelară.

Concluziile cercetărilor efectuate pe plan mondial au scos în evidență că destrămarea lamelară face parte din categoria fisurilor la rece și este în principal determinată de următorii factori :

— prezența în metalul depus a hidrogenului difuzibil în cantități mai mari decît o anumită limită ;
— rigiditatea structurii sudate ;
— anizotropia produselor laminate (care este determinată de conținutul de impurități, de modul de dezoxidare, de gradul de deformare la laminare) [4, 5].

2. Cercetările efectuate la Institutul de sudură și încercări de materiale (ISIM) din Timișoara au urmărit aprecierea tendinței spre destrămare lamelară a trei tipuri de oțeluri laminate la Combinatul siderurgic Galați : K7/A (STAS 2 883−70) ; OL52−2K (STAS 500−68) și OL37−2K (STAS 500−68). S-au luat în studiu table cu grosimi cuprinse în intervalul 30 — — 100 mm.

Compoziția chimică a acestor table este prezentată în tabelul 1.

Tabelul 1

Tipul oțelului	Grosimea mm	Compoziția chimică %						
		C	Mn	Si	S	P	Al	Mo
K7/A	70	0,15	0,63	0,26	0,017	0,019	0,042	0,35
OL52-2K	100	0,21	1,60	*max* 0,50	*max* 0,045	*max* 0,045	—	—
OL37-2K	30	0,1	0,20	0,54	0,013	0,013	—	—
	40	0,16	0,19	0,52	0,010	0,011	—	—

3. Aprecierea tendinței spre destrămare lamelară a tablelor din oțelurile menționate s-a făcut prin încercări specifice pentru evidențierea acestui fenomen, alese dintre cele mai des citate în literatura de specialitate [1, 5, 6] : încercarea Cranfield, încercarea cu fereastră, încercarea în *T* multistrat. Rezultatele obținute la aceste încercări au fost completate cu analiza proprietăților mecanice ale tablelor în direcția grosimii și a repartiției incluziunilor de laminare.

3.1. *Incercarea Cranfield*

Încercarea Cranfield s-a făcut pe table din oțel OL37−2K cu grosime de 30 și 40 mm. Metoda de estimare a tendinței spre destrămare lamelară, folosind încercarea menționată, este prezentată în figura 2.

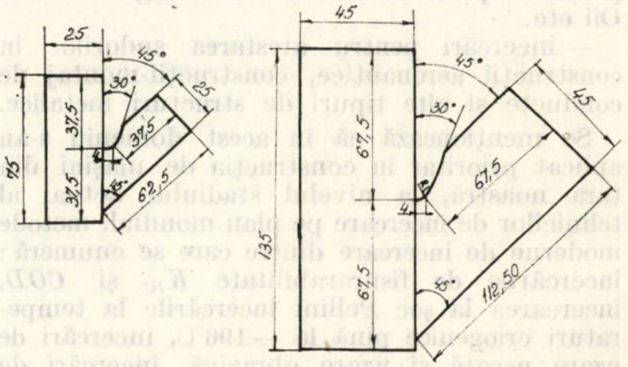


Fig. 2. Estimarea tendinței spre destrămare lamelară cu încercarea Cranfield.

La depunerea a tot mai multe straturi în rostul prelucrat conform figurii 2, se produce deformarea unghiulară între tablele ce se îmbină datorită forțelor de contracție din metalul depus și se inițiază fisuri la rădăcina sudurii. Parametrii regimului de sudare folosit sînt prezentați în tabelul 2. Din probele obținute s-au prelevat epruvete care au dost prelucrate și examinate metalografic. În urma examinării la măriri de ×100 nu s-a observat apariția fisurilor caracteristice fenomenului de destrămare lamelară.

Rezultatele obținute pe epruvetele prelevate din proba Cranfield arată că tablele din oțel

Tabelul 2

Nr. straturilor	Ø el mm	I_s A	v_s mm/min.	Tipul electrodului
1 şi 2	4	170±10	150±10	EL−44T
3...8	5	270±10	150±10	

OL37−2K cu grosime de 30 şi 40 mm nu sînt susceptibile la apariţia fenomenului de destrămare lamelară.

3.2. *Încercarea în T multistrat*

Tablele din oţel OL37−2K cu grosime de 30 şi 40 mm urmau să facă parte dintr-o structură sudată extrem de rigidă. Din această cauză, deşi încercarea Cranfield a arătat că aceste table nu prezintă tendinţă spre destrămare lamelară atunci cînd sînt utilizate la îmbinări în care au posibilitatea de a se deforma liber, s-a studiat eventualitatea apariţiei acestui fenomen prin intermediul unei încercări caracterizate printr-un înalt grad de rigidizare. Încercarea numită în *T* multistrat (prezentată în figura 3) este larg utilizată pentru aprecierea tendinţei spre destrămare lamelară a tablelor ce urmează a fi folosite în structuri rigide. Parametrii regimului de sudare folosit sînt prezentaţi în tabelul 3.

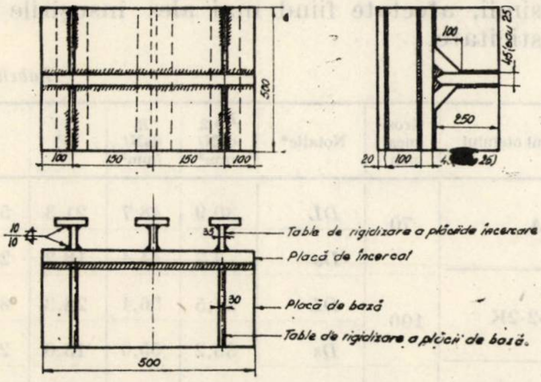


Fig 3. Estimarea tendinţei spre destrămare lamelară prin încercarea în *T* multistrat.

Din probele obţinute s-au prelevat epruvete care au fost prelucrate şi examinate metalografic. În urma examinării la măriri de ×100 s-a observat apariţia fisurilor caracteristice fenomenului de destrămare lamelară în zona influenţată termic precum şi a microfisurilor în metalul de adaos (figura 4). Pe baza încercărilor prezentate s-a tras concluzia că deşi tablele din oţel OL37−2K cu grosime de 30 şi 40 mm nu prezintă tendinţa de a forma fisuri de destrămare lamelară, fenomenul poate apărea atunci cînd aceste table sînt utilizate în construcţii metalice al căror grad de rigidizare depăşeşte un anumit nivel.

Tabelul 3

Felul straturilor	Ø el mm	I_s A	v_s mm/min.	Tipul electrodului
rădăcină 1 şi 2	4	170±10	15 ±10	EL−44 T
umplere 3...15	5	240±10	150±10	

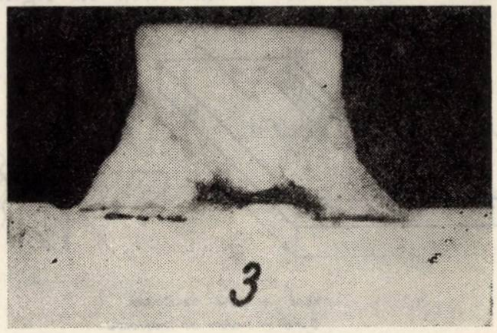


Fig 4. Macrostructura unei îmbinări prelevată din proba în *T* multistrat.

Analiza metalografică a fost completată prin studii fractografice care urmăresc suprafeţele de rupere la microscopul electronic prin transmisie, folosind tehnica replicilor în două etape. Examinarea suprafeţelor de rupere indică aspecte caracteristice pentru ruperea intergranulară (figurile 5 şi 6), scoţînd în evidenţă prezenţa incluziunilor nemetalice la marginea grăunţelor, fapt care a favorizat apariţia fisurilor în aceste zone.

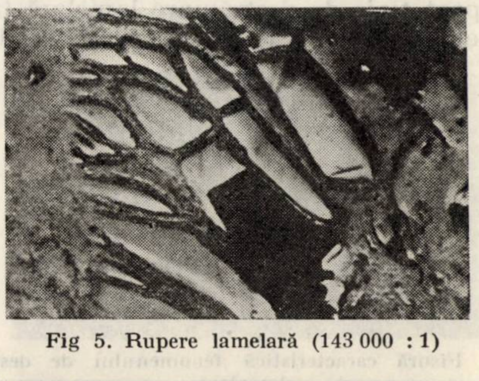


Fig 5. Rupere lamelară (143 000 : 1)

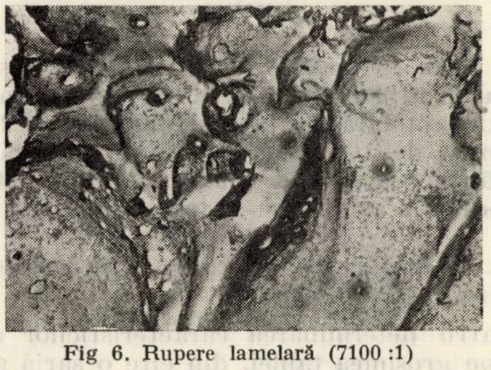


Fig 6. Rupere lamelară (7100 :1)

3.3. *Încercarea cu fereastră*

Încercarea cu ferastră s-a făcut pe table din oțel k7/A cu grosime de 70 mm și din oțel OL52—2K cu grosime de 100 mm. Metoda de încercare folosită este prezentată în figura 7.

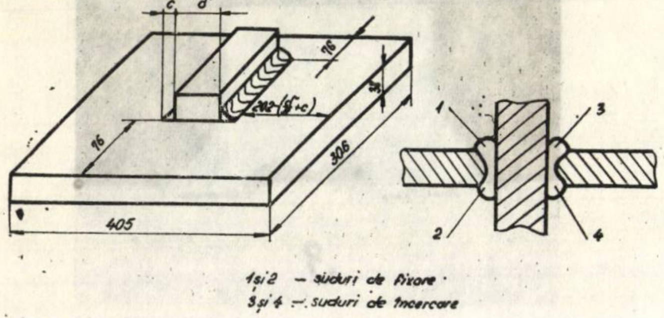


Fig. 7. Estimarea tendinței spre destrămare lamelară prin încercarea cu fereastră.

Tensiunile care acționează pe direcția grosimii plăcii de probă se obțin prin încastrarea acesteia în fereastra plăcii de bază. Sudurile de fixare și cele de încercare au fost executate pentru oțelul OL52—2K cu electrozi Superbaz cu diametrul de 4 mm, iar pentru oțelul k7/A cu electrozi ELMoB cu diametrul de 4 mm, înregimurile recomandate de producători. Examinarea probelor prelevate (fig. 7) la mărimi de ×300 au scos în evidență prezența în zonele solicitate a unor fisuri cu aspect tipic de destrămare lamelară în zonele solicitate a unor fisuri cu aspect tipic de destrămare lamelară (fig. 8) la tabelele din oțel K7/A cu grosimea de 70 mm.

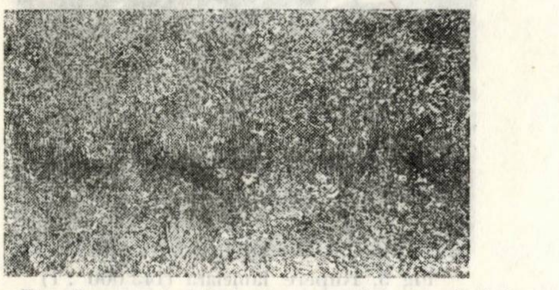


Fig. 8. Fisură caracteristică fenomenului de destrămare lamelară.

Pe baza încercărilor efectuate s-a tras concluzia că tablele din oțel K7/A cu grosimea de 70 mm au față de tablele din OL52—2K cu grosimea de 100 mm o tendință sporită spre destrămare lamelară, tendință care va trebui împiedicată prin măsuri tehnologice.

3.4. *Determinarea caracteristicilor mecanice în direcția grosimii tablei.*

Pentru determinarea caracteristicilor mecanice pe grosimea tablei, din cîte o șarjă aleasă la întîmplare cu table cu grosimi de 70 și 100 mm, s-au prelevat cîte trei epruvete de tracțiune și zece epruvete de rezilientă în direcția grosimii și de la suprafața tablei (avînd lungimea în direcția de laminare). La table cu grosimea de 30 și 40 mm încercarea la tracțiune pe grosimea tablei s-a făcut pe epruvete prelevate din probe executate conform figurii 9. Rezultatele acestor încercări sînt prezentate în tabelul 4, fiecare valoare reprezentînd media aritmetică a trei valori individuale, rezultate care indică o scădere a caracteristicilor mecanice în direcția grosimii, afectate fiind mai ales însușirile de plasticitate.

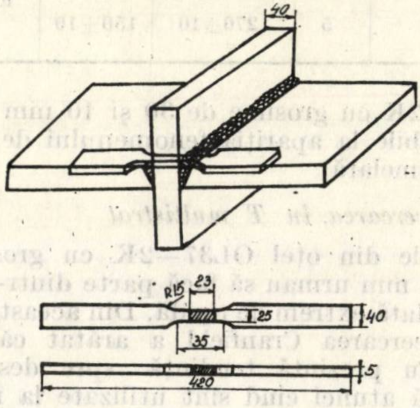


Fig. 9. Proba și modul de prelevare a epruvetelor necesare pentru încercarea la tracțiune pe grosimea tablei.

Tabelul 4

Tipul oțelului	Grosimea mm	Notație*	$R_{0,2}$ daN/ /mm²	R daN/ /mm²	A_5 %	Z %
K7/A	70	*DL*	30,9	48,7	21,3	54,8
		Ds	7,7	44,4	18,2	29,1
OL52-2K	100	*DL*	34,5	56,4	28,3	67,0
		Ds	33,2	55,0	13,0	22,1
OL37—2K	30	*DL*	23,7	40,7	32,3	66,6
		Ds	22,1	39,9	31,1	57,3
	40	*DL*	23,7	41,7	33,4	65,9
	40	*Ds*	22,6	41,4	29,5	59,1

* S-au notat cu *DL* epruvetele prelevate în direcția de laminare și cu *D* epruvetele prelevate în direcția grosimii.

3.5. *Analiza repartiției segregațiilor de sulf în oțel*

Analiza repartiției segregațiilor de sulf în oțel s-a făcut prin intermediul amprentei Baumann. La tablele din oțel K7/A cu grosimea de 70 mm amprenta Baumann a scos în evidență o repartizare uniformă a segregațiilor de sulf pe grosimea tablei (fig. 10), iar la tablele din oțel OL52—2K de 100 mm grosime se se observă o oarecare tendință de stratificare a segregațiilor în straturi paralele cu direcția de laminare (fig. 11).

Analiza rezultatelor obţinute arată că tablele supuse încercărilor nu prezintă segregaţii stratificate care ar spori tendinţa spre destrămare lamelară. Deşi la tablele din oţel OL52—2K de 100 mm grosime amprenta Baumann a scos în evidenţă o oarecare tendinţă de stratificare a segregaţiilor, la examinarea epruvetelor prelevate din proba cu fereastră nu s-au semnalat fisuri caracteristice fenomenului de destrămare lamelară.

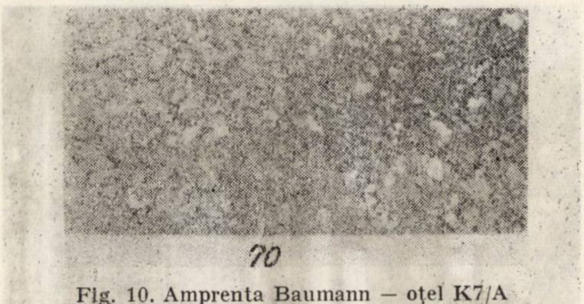


Fig. 10. Amprenta Baumann — oţel K7/A

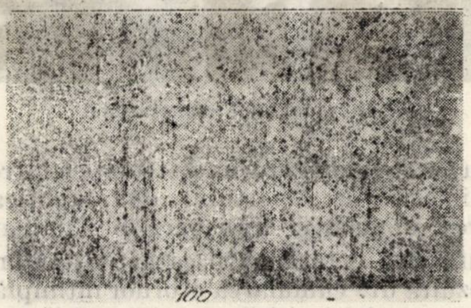


Fig. 11. Amprenta Baumann — oţel OL52—2K

4. Oţelurile investigate aveau să facă parte din construcţii sudate de mare importanţă şi de aceea studiile de apreciere a tendinţei spre destrămare lamelară au fost continuate avînd ca obiectiv determinarea măsurilor tehnologice şi constructive care pot fi luate pentru evitarea acestui fenomen. De exemplu, la tablele din oţel K7/A cu grosime de 70 mm, la care cercetările au indicat o tendinţă accentuată de formare a fisurilor caracteristice de destrămare lamelară, măsurile tehnologice care au fost luate au constat din : sudarea cu energie liniară mare, realizarea cusăturilor din mai multe treceri, depunerile făcîndu-se în straturi subţiri, alegerea unei forme corespunzătoare a rostului etc., obţinîndu-se astfel îmbinări fără defecte care pot fi deci exploatate fără riscuri.

În cadrul tablelor din oţel OL 37—2K cu grosime de 30 şi 40 mm măsura care s-a impus pentru evitarea destrămării lamelare a constat din modificarea soluţiei constructive a construcţiei respective. Cercetările efectuate au arătat că aprecierea tendinţei spre destrămare lamelară poate fi făcută în mod corect pe baza unui complex de încercări, o singură încercare nefiind concludentă. Acest complex de încercări trebuie să urmărească atît determinarea caracteristicilor materialului propriu-zis cît şi posibilitatea promovării fisurilor de destrămare lamelară de către factori exteriori : tehnologici, constructivi etc. Din acest motiv, la sudarea pieselor de grosime mare (s ⩾ 30 mm) se impune o cercetare prealabilă cu una din încercările descrise şi determinarea caracteristicilor mecanice pe direcţia grosimii tablei. Rezultatele obţinute sînt utile pentru alegerea soluţiilor tehnologice şi constructive.

BIBLIOGRAFIE

1. *Kyhara, H. Niskio, Y.* On the lamellar tearing in multirun fillet welds. Doc. IIS—IX—841—73.
2. * * * Japanese report on lamellar tearing for sub-comission IX—F. Doc. IIS—IX—832.73.
3. *Schünherr, W.* On the tendency of steels to lamellar tearing in welded constructions. Doc. IX—856—73.
4. * * * Proposal of sub-commission IX—F for a complementary information test for lamellar tearing. Doc. IIS—IX—847—73.
5. *Kahazawa, S.* şi alţii. On the assessment of the lamellar tearing susceptibility of steel plate. Doc. IIS—IX—840—73
6. *Hasebe, S.* şi alţii. Lamellar tearing and through thickness properties. Doc. IIS—IX—83 —73.

CZ ; 669.14 ;620.172.22

Cercetarea competitivităţii comportării elastice a oţelurilor

Dr. ing. Mircea **RAŢIU** ; ing. Tiberiu **SCHULZ**
Institutul de sudură şi încercări de materiale (ISIM) — Timişoara

1. În prezent, dimensionarea structurilor de rezistenţă, urmărind în principal restrîngerea deformaţiilor elastoplastice în exploatare, reclamă o riguroasă şi pertinentă informare asupra capacităţii de deformare elastică a diverselor mărci de oţeluri. Astfel, în ultimul deceniu s-a ajuns ca odată cu prescrierea caracteristicilor uzuale de rezistenţă să se impună pentru aprecierea comportării elastice anumite limite ca: modulul de elasticitate, limita de elasticitate, limita de proporţionalitate, caracteristici considerate definitorii pentru prospectarea capacităţii de încărcare a oţelurilor în mecanica metalelor. În proiectarea modernă restricţiile privind deformarea elastică a metalelor constituie criteriile de dimensionare fundamentale pentru

stabilitatea elastică a construcţiilor şi, mai recent, pentru stabilitatea discontinuităţilor inerente în structura oricărui metal tehnic, respectiv pentru fiabilitatea construcţiilor faţă de acţiunea de propagare intempestivă a fisurilor în exploatare.

2. În vederea impulsionării abordării noilor metode de proiectare în construcţia de maşini şi utilaje, s-a încadrat în planul tematic al Institutului de sudură şi încercări de materiale (ISIM) — Timişoara o cercetare sistematică a comportării elastice a oţelurilor elaborate în ţară, cercetare prioritară care urmăreşte să completeze informarea pertinentă asupra caracteristicilor elastice care se pot obţine cu oţelurile standardizate. Rezultatele examinării comportării elastice a mai multor mărci de oţeluri — nealiate şi aliate — sînt prezentate în această lucrare. Odată cu determinarea constantelor elastice de ordinul I — respectiv a modulului de elasticitate iniţial E_0 — s-au relevat şi constantele elastice de ordinul al II-lea — respectiv modulul de elasticitate de ordinul al II-lea E_1, reuşind astfel să se definească comportarea elastică în cadrul unei interdependenţe parabolice între alungirile şi tensiunile subsecvente. Pentru asigurarea condiţiilor adecvate de încărcare şi măsurare, pentru decelarea particularităţilor deformărilor elastice cu valori foarte reduse, s-a folosit aparatura de înaltă precizie existentă în dotarea laboratorului de forţe din Timişoara a Institutului de metrologie. Pentru realizarea încercării la întindere, s-a recurs la un cadru de solicitare axială de 1 MN (100 Mgf). Cadrul utilizat este o maşină de încercat cu deformare impusă, cu sisteme de angrenaje acţionate manual sau/şi mecanic. Prin rigiditatea ridicată a construcţiei cadrului se diminuează acumularea energiei cinetice în cursul încercării. Măsurarea forţei exercitate asupra epruvetelor s-a efectuat cu dinamometre montate în serie cu epruvete, între traversele cadrului de solicitare. Pentru asigurarea coaxilităţii s-au intercalat articulaţii sferice de legătură între dinamometru, epruvetă şi traversele cadrului de solicitare. S-au utilizat următoarele dinamometre ovale :

- în domeniul de 10—100 kN un dinamometru cu microscop cu spirală Abbê, din clasa de precizie 0,2 ;
- în domeniul de 20—200 kN un dinamometru cu comparator, din clasa de precizie 0,6.

Complianţa dinamometrelor este practic egală cu complianţa deformării elastice a epruvetelor în cursul încercărilor. În aceste condiţii desfăşurarea deformării elastice nu este influenţată de acumularea excesivă de energie cinetică în sistemul de încărcare, cadru de solicitare şi dinamometru.

Pentru determinarea deformaţiei s-a montat pe epruvetă un extensometru mecano-optic cu oglinzi de tip Martens (fig. 1). Extensometrul mecano-optic cu oglinzi cu o amplificare optică de 500 :1 şi diviziunea gradaţiei riglelor de 0,2 mm, asigură precizia de 0,0001 mm la măsurarea lungirii epruvetei. Valorile lungimilor măsurate de extensometru au fost corectate în baza relaţiilor indicate în literatură [2] pentru a se elimina erorile sistematice introduse prin liniarizările raportului de amplificare şi eludarea deplasării transversale a prismelor.

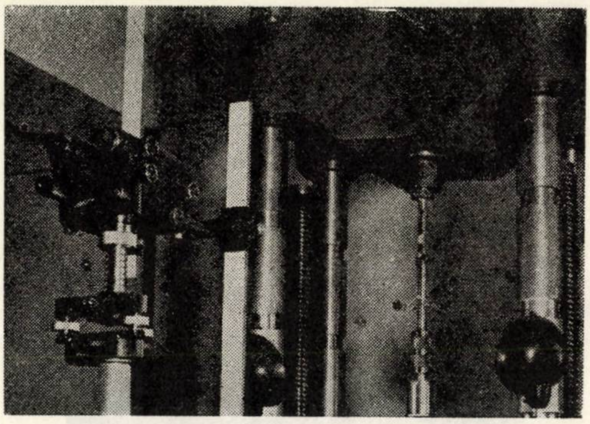


Fig 1 — Montajul experimental

Acurateţea determinării caracteristicilor elastice rezultă din cumularea erorilor întîmplătoare aferente preciziei citirilor şi măsurării parametrilor geometrici şi ai extensometrului şi epruvetei 3. Ţinînd seama de legea propagării erorilor, eroarea relativă maximă de determinare a modulului de elasticitate se obţine din relaţia :

$$\frac{\Delta E}{E}=\frac{2\Delta F}{F_{1+1}-F_i}+$$

$$+\frac{4\Delta B}{(B_{i+1}+B''_{i+1})-(B'_i+B''_i)}<4\% \qquad (1)$$

în care :

F este valoarea sarcinii aplicate la treapta i,
ΔF — valoarea erorii de măsurare a sarcinii,
B'_i, B''_i — citirile la riglele extensometrului Martens la trapa i.
ΔB — valoarea erorii de măsurare a deformaţiilor la extensometru.

În relaţia (1) s-au neglijat erorile provocate de abaterile dimensionale ale epruvetei şi ale epruvetei şi ale extensometrului faţă de cele adoptate la evaluarea deformaţiilor indicate de extensometru, întrucît prin execuţia pieselor şi prin reglarea montajului se asigură o acurateţe ridicată, astfel încît erorile aferente sînt neglijabile (sub 0,2%). Acurateţea asigurată la încercările de întindere efectuate este de cel puţin 4%.

3. Programul încercărilor de întindere a cuprins examinarea sistematică a mai multor mărci de oţeluri elaborate în ţară : oţeluri carbon şi slab aliate, oţeluri mediu şi înalt

aliate, precum și oțeluri de înaltă rezistență durificate prin dispersie (Maraging). Compoziția chimică și caracteristicile mecanice uzuale ale oțelurilor investigate sînt centralizate în tabelul 1.

Tabelul 1

Compoziția chimică și caracteristicile mecanice ale oțelurilor examinate.

Nr. crt.	Marca oțelului	STAS	Compoziția chimică %									Tracțiune			Indoire
			C	Mn	Si	P	S	aliere	Al	Cu	As	Rc	R	As (A10)	
												N/mm²			
1	OL372K	500−68	0,10	0,47	0,21	0,037	0,010	—	0,005	0,010	0,010	280	427	30	$d=2a$; $\alpha=180°$
2	OL 44 2K	500−68	0,17	0,83	0,29	0,025	0,011	—	0,007	0,010	0,005	293	484	28	$d=2a$; $\alpha=180°$
3	FB50AK OC 52	9021−71	0,15	1,26	0,27	0,016	0,018	$v=0,12$	0,04	0,01	—	400	570	25	$d=2a$; $\alpha=180°$
4	OLO 6 0	880−66	0,60	0,70	0,30	0,03	0,02	urme	—	0,10	0,04	450	750	12	—
5	40C 10	791−66	0,40	0,65	0,25	0,02	0,015	Cr-1,1	—	—	—	800	1000	10	—
6	41MoC11	791−66	0,45	0,70	0,30	0,02	0,02	Cr-1,3 Mo-0,3	—	—	—	760	950	11	—
7	35NiCrMo16	127−66*	0,35	0,20	0,30	0,03	0,03	Cr-1,4 Mo-0,3 Ni-3,8	—	—	—	1300	1800	10	—
8	Maraging(z)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1550	1639	(4,5)	—
9	Maraging II	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1440	1496	(4,3)	—

* Marca oțelului indicată după normele VDEh−RFG.

Epruvetele cilindrice examinate, cu diametrul de 20 mm și baza de măsurare $L = 200$ mm, au fost prelevate din table groase de 40 mm în cazul oțelurilor carbon și slab aliate, din bare laminate în cazul oțelurilor aliate. Orientarea epruvetelor a fost dispusă paralel cu direcția de laminare a produselor siderurgice. Pentru confruntarea diverselor moduri convenționale de definire a caracteristicilor elastice, experimentările au fost efectuate în paralel pentru fiecare marcă de oțel, prin două metode :

- încărcarea monotonică, constînd dintr-o încărcare continuu crescătoare, cu măsurarea perechilor de valori tensiune-deformație specifică la trepte egale de sarcină ;
- încărcări ciclice, constînd din aplicarea unor cicluri de încărcare-descărcare la o sarcină inițială, cu amplitudine crescătoare în trepte egale.

În experimentările efectuate s-au aplicat sarcini inițiale de 10 kN în domeniul de 10 −100 kN, și respectiv 20 kN în domeniul de 20 −200 kN, pentru a elimina jocurile din filetele pieselor de prindere prin menținerea sub tensiune a organelor de fixare a epruvetelor.

4. O evaluare riguroasă a rezultatelor, afectate în mod inevitabil de erorile de măsurare ale metodei, impune o compensare a datelor experimentale pe baza unei metode de stabilire a valorilor celor mai probabile, acceptînd aprioric o anumită lege de corelație. Într-o lucrare anterioară [4], printr-o analiză comparativă a gradului de concordanță stabilit la încadrarea rezultatelor încercărilor de întindere, efectuate asupra oțelurilor carbon — în diverse corelații matematice, s-a validat prioritatea variației parabolice față de funcția liniară și funcția putere. Relația parabolică atestată are forma :

$$\varepsilon = a\sigma + b\sigma^2 = \frac{\sigma}{E_0}\left(1 + \frac{E_1}{E_0}\frac{\sigma}{E_0}\right) \tag{2}$$

în care :

a,b sînt parametrii corelației parabolice,
$F_0 = 2c_1$ — modulul de elasticitate de ordinul I,
$F_1 = 3c_2$ — modulul de elasticitate de ordinul al II-lea,
C_1 și c_2 — constantele elastice de ordinul I respectiv al II-lea din expresia generalizată a potențialului elastic :

$$\Phi = c_1\varepsilon^2 + c_2\varepsilon^3 + c_3\varepsilon^4 + \ldots \tag{3}$$

Constantele elastice de ordinul I și al II-lea se determină prin aplicarea metodei celor mai mici pătrate la prelucrarea rezultatelor experimentale. Pentru a nu greva prelucrarea rezultatelor, valorile deformației inițiale corespunzător sarcinii inițiale fiind afectate de erori de măsurare cu pondere mai mare se elimină, respectiv se consideră originea curbei $\varepsilon - \sigma$ în punctul cu valorile treptei iniţiale $(\varepsilon_0, \sigma_0)$. Pentru noul şir de valori $(\varepsilon_i^*, \sigma_i^*)$ se expliciteazăparametrii corelaţiei parabolice, iar prin extrapolarea acestei corelaţii se găseşte valoarea cea mai probabilă a deformaţiei specifice ε_0 corespunzător treptei de solicitare iniţiale. Printr-o operaţie matematică simplă se translatează curba ajustată din nou în originea sistemului de axe (ε, σ); obţinînd o valoare certă a modulului de elasticitate iniţială tangent N_0 pentru $\sigma \to 0$.

5. Caracteristicile de elasticitate stabilite la încercările de întindere executate la diversele mărci de oţeluri sînt centralizate în tabelul 2.

Tabelul 2

Caracteristicile elastice ale oţelurilor examinate.

Nr. crt.	Marca oţelului examinat	Modulul de elasticitate N/mm^2			σ_{10} $[N/mm^2]$	$\sigma_{0{\cdot}01}$ $[N/mm^2]$
		$F_0 = \frac{1}{a}\cdot 10^5$	$E_1 = bE_0^3\cdot 10^6$	$E_{med} = \frac{\sum E_i}{1}\cdot 10^5$		
1	OL 37—2K	2,111—2,175	7,686—14,175	2,059—2,072	127—142	148
2	OL 44—2K	2,175—2,132	7,475—11,945	2,020—2,040	183—204	<234
3	FB 50 AK (OCS2)	2,092—2,090	1,895— 2,093	2,074	<318	<318
4	OLC 60	2,087—2,094	2,200—3,274	2,076—2,074	313—319	332
5	40 C 10	1,963—1,992	5,815—9,136	1,844—1,867	346—361	<637
6	41 Mo C 11	2,043—2,130	2,486—4,025	1,999—2,064	516—605	506
7	35 Ni Cr Mo 16	2,067	3,569	2,035	670	—
8	Maraging (z)	1,778...1,804	1952	—	1131—1162	1275—1280
9	Maraging (II)	1,806...1817	1,932—1,747	—	1040—1059	1200—1220
10	50 Cr V4 (Burbach)	1970	0,834	—	—	—
11	28 Ni Cr V5 (Burbach)	2,036	0,980	—	—	—

Valorile înscrise în tabel sînt limitele obţinute la examinarea a trei la cinci epruvete prelevate din acelaşi laminat. Corespondenţa rezultatelor încercărilor cu funcţia parabolică este pertinent evidenţiată şi prin reprezentările liniarizate în coordonate logaritmice. Astfel, în figura 2 abaterea de liniaritate, funcţie de tensiunea exercitată, în expresie logaritmică:

$$\lg\left(\varepsilon - \frac{\sigma}{E_0}\right) = 2\lg\sigma + \lg\frac{E_1}{E_0^3} \qquad (3)$$

apare ca o familie de drepte paralele, avînd panta egală cu 2 [1, 4, 5].

În figura 3 se prezintă variaţia modulului de elasticitate tangent E_σ la o tensiune σ faţă de valoarea modulului tangent iniţial E_0 pentru $\sigma = 0$. Pentru liniarizarea reprezentării s-a recurs la logaritmarea expresiei abaterii de proporţionalitate:

$$1 - \frac{E}{E_0} = 1 - \frac{\varepsilon_i - \varepsilon_{i-1}}{\Delta\sigma / E_0} \qquad (4)$$

sub forma:

$$\lg\left(1 - \frac{E_\sigma}{E_0}\right) = \lg\frac{2E_1}{E_0^2}\,\frac{\sigma}{\sigma_{0,2}} - \lg\frac{1}{\sigma_{0,2}} + \frac{2E_1}{E_0^2}\,\frac{\sigma}{\sigma_{0,2}} \qquad (5)$$

În figura 3 s-au trasat dreptele aferente rezultatelor încercărilor fiecărei mărci de oţel examinat. Pe lîngă rezultatele s-au mai înscris caracteristicile stabilite de J. Burbach pentru oţeluri arc aliate [1].

6. Caracteristicile elastice determinate definesc univoc nivelul competitivităţii acestor oţeluri din punct de vedere al comportării elastice, înaintea apariţiei deformaţiilor plastice. La oţelurile uzuale nealiate — OL37, OL44 — de largă utilizare în construcţiile metalice, se constată apariţia deformărilor plastice la tensiuni relativ scăzute — sub 60% din limita de curgere — iar deformările elastice sînt afectate de abateri importante de proporţionalitate. O situaţie mai avantajoasă o prezintă sub acest aspect comportarea oţelului slab aliat cu granulaţie fină OCS2 şi oţelul nealiat cu conţinut de carbon ridicat OLC60, care îşi menţin defor-

marea elastică cvasiliniară pînă la tensiuni de 80–90% din limita de curgere. În cazul oţelurilor aliate pentru construcţii de maşini şi a oţelurilor de înaltă rezistenţă durificate prin dispersie, experimentările au învederat comportări elastice foarte variate; astfel, ele îşi menţin comportarea elastică pînă la tensiuni ridicate, în schimb au o tendinţă accentuată de scădere a modulului de elasticitate odată cu majorarea solicitării. Între modulul de elasticitate iniţial E_0 şi valoarea medie se înregistrează uneori abateri pînă la 10%, chiar înaintea apariţiei oricăror alungiri plastice (sub 0,01%).

Oţelurile aliate pentru construcţii de maşini (40C10, 41MoC11, 35NiCrMo16) prezintă o variaţie relativ mare a modulului de elasticitate în tot timpul deformării elastice; constanta elasică de ordinul al II-lea este superioară celei evidenţiate la examinarea oţelului nealiat cu conţinut ridicat de carbon OLC60 şi a oţelului slab aliat cu granulaţie fină OCS2. Oţelurile de înaltă rezistenţă durificate prin dispersie (Maraging) au o comportare elastică similară cu cea a oţelurilor de construcţii aliate. O situaţie mai avantajoasă se relevă la examinarea oţelurilor arc aliate – 28NiCrV5 şi 50CrV4 – la care, printr-o compoziţie chimică adecvată, se asigură deformarea elastică cvasiliniară. Ţinînd seama de rezultatele cercetărilor se consideră oportună întreprinderea unui amplu program de cercetare pentru determinarea caracteristicilor elastice ale tuturor oţelurilor fabricate în ţară şi încadrarea ulterioară a caracteristicilor elastice prin condiţiile de omologare a mărcilor de oţel. Preluarea acestor caracteristic elastice experimentale – modulul de elasticitate de ordinul I şi al II-lea – în prescripţiile de dimensionare aplicate, va permite ridicarea calitativă a construcţiilor de maşini prin evaluarea corspunzătoare a deformărilor elastice pînă la limitele impuse de funcţionalitatea construcţiilor de maşini.

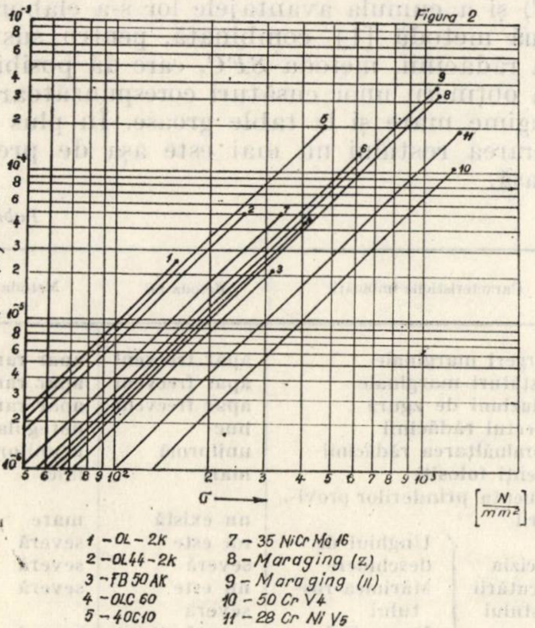


Fig. 2 – Diagrama abaterilor de liniaritate

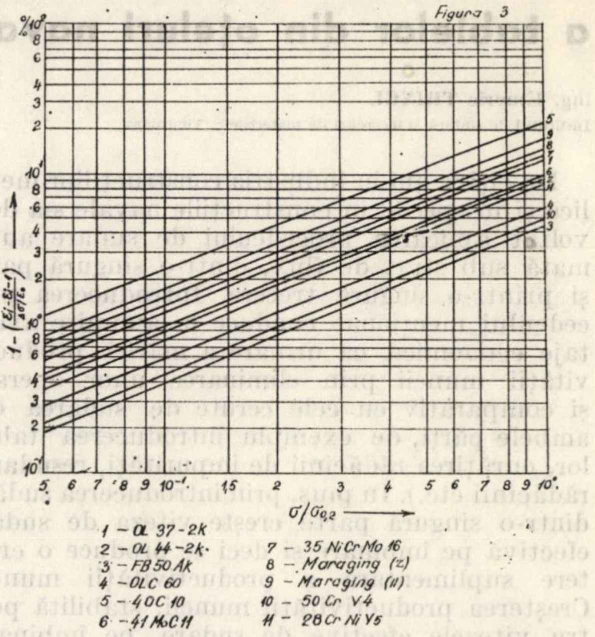


Fig. 3 – Diagrama abaterilor de proporţionalitate.

BIBLIOGRAFIE

1. *Burbach, J.* Zum zyklischen Verformungsverhalten einiger technischer Werkstoffe. Techn. Mitt. Krupp – Forschungsberichte 28, nr. 2, 1970, p. 55–101.
2. *Jensch, G.* Der systematische Fehler der Messung mit dem martensschen Spiegelapparat. Mitt. Materialprüfungsamt 38 (1920), 1, p. 1–27.
3. *Raţiu, M. Prexl, R.* Despre determinarea limitei de proporţionalitate la oţeluri – Comunicări şi realizări, Institutul de metrologie, Bucureşti, 1972, p. 133–151.
4. *Raţiu, M. Schulz, T.* Untersuchung der Gesetzmässigkeit der elastischen Dehnung von Stählen – Serie de metalurgie. În: Rev. Roum. sci. tehn., Tema 17, nr. 2, 1972, p. 165–178.
5. *Wonsiewicz, B.C. Hart, R.R.* Finite strain and the 0,01 percent Offset Yield Strength, Journal of Testing and Evaluation, vol. I, nr. 5, 1973, p. 412–416.

◆

CZ: 621.791.001.5 ;669.14.018.29-415

Cercetări asupra sudării dintr-o singură parte a tablelor din oțeluri navale

ing. Emeric **TRINGL**
Institutul de sudură și încercări de materiale – Timișoara

De cîțiva ani în industria construcțiilor metalice și în special în construcțiile navale s-a dezvoltat aplicarea procedeului de sudare automată sub strat de flux, dintr-o singură parte și printr-o singură trecere. Introducerea procedeului menționat conduce la anumite avantaje economice, ca urmare a măririi productivității muncii prin eliminarea unor operații și comparativ cu cele cerute de sudarea din ambele părți, de exemplu introducerea tablelor, curățirea rădăcinii de impurități, resudarea rădăcinii etc.). În plus, prin introducerea sudării dintr-o singură parte crește viteza de sudare efectivă pe îmbinare și deci se produce o creștere suplimentară a productivității muncii. Creșterea productivității muncii, stabilită pentru vitezele efective de sudare, pe îmbinare, la table cu grosimea între 8 și 14 mm, variază între 250 și 200%, fiind mai mare la tablele mai subțiri. Dificultatea de bază care a stat în calea introducerii sudării dintr-o parte, mai ales în construcțiile navale, a constituit-o faptul că sistemele cele mai răspîndite pentru sprijinul rădăcinii cusăturii și anume suportul de cupru, respectiv perna de flux, nu au fost perfecționate suficient pentru a da rezultate satisfăcătoare în condițiile unor cusături lungi și în condițiile specifice construcțiilor navale. Din această cauză, pe plan mondial, s-au făcut studii și cercetări pentru găsirea unor soluții de sprijinire a rădăcinii cusăturii care să corespundă cerințelor sudării dintr-o parte.

1. Tipuri de suporturi pentru susținerea rădăcinii cusăturii

O gamă largă de procedee de sudare pot fi utilizate în varianta ,,dintr-o singură parte'', dintre ele procedeul de sudare automată sub flux fiind cel mai indicat datorită particularităților sale tehnologice. În această lucrare se studiază problema asigurării tipurilor corespunzătoare de suporturi la rădăcină pentru procedeul de sudare automată sub flux dintr-o singură parte, indicînd și rezultatele experimentale obținute pînă în prezent la ISIM-Timișoara.

Pe plan mondial s-au dezvoltat două metode de susținere a rădăcinii, principial diferite:

- metoda de suport de cupru (*SC*) la care tablele de sudat sînt strîns presate pe o placă de cupru;
- metoda pe suport cu pernă de flux (*SF*) la care rădăcina este susținută de un suport de flux granulat.

La metoda *SC*, existența unui contact între două suprafețe metalice (șina de cupru și tablele de sudat) și faptul că acest contact este imperfect pe lungimea rostului, duc la posibilitatea apariției unor scurgeri de metal topit.

La metoda *SF*, susținerea rădăcinii de către o pulbere granulată este greu de realizat și nu permite menținerea constantă a lățimii și înălțimii rădăcinii.

În tabelul 1 se prezintă avantajele și dezavantajele pe care le prezintă cele două metode de susținere a rădăcinii cusăturii [1], din care rezultă că avantajele unei metode sînt dezavantaje pentru cealaltă metodă. Pentru a putea elimina deficiențele celor două metode (*SC*; *SF*) și a cumula avantajele lor s-a elaborat o nouă metodă [1], combinată, pentru susținerea rădăcinii, metoda *SFC*, care dă posibilitatea obținerii unor cusături corespunzătoare de lungime mare și la table groase. În plus prelucrarea rostului nu mai este așa de pretențioasă.

Tabelul 1

Caracteristicile îmbinării		Metoda SC	Metoda SF
Scurgeri marginale		apar frecvent	apar rar
Crestături marginale		apar frecvent	apar rar
Incluziuni de zgură		apar frecvent	apar rar
Aspectul rădăcinii		buc	neregulat
Supraînălțarea rădăcinii		uniformă	neuniformă
Curenți folosiți		mari	mici
Influența prinderilor provizorii		nu există	mare
Precizia executării rostului	Unghiul de deschidere	nu este severă	severă
	Mărimea rostului	nu este severă	severă
	Denivelări	severă	nu este severă
Poziționare în lungul cusăturii		severă	simplă
Dispozitivul de susținere		complicat	simplu

Această metodă îmbină armonios avantajele suportului de cupru și pernei de flux și elimină dezavantajele. Metoda *SFC* constă în următoarele:

Pe suprafața unei șine subțiri de cupru se depune un strat de flux cu o anumită grosime care va fi presat pe plăci în dreptul rostului, rădăcina formîndu-se pe acest flux. Se asigură astfel o aderență corespunzătoare a suportului de material de bază. Șina de cupru de sub stratul de flux asigură menţinerea supraînălţării rădăcinii la o valoare constantă. Lăţimea stratului de flux fiind de obicei 80–100 mm, se va proceda în aşa fel încît rostul să fie plasat în mijlocul acestei lăţimi. Poziţionarea în lungul cusăturii este deci foarte simplă (fig. 1).

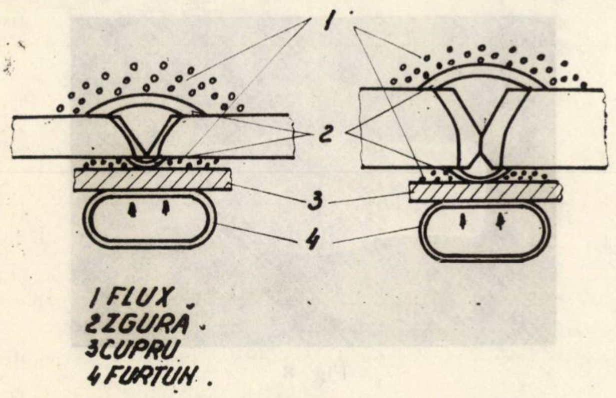


Fig. 1

Cu toate avantajele metodei *SFC*, metodele *SC* şi *SF* nu au fost abandonate, căutînd alte variante ale lor prin accentuarea avantajelor. Astfel, pornind de la aceste două metode de bază s-au dezvoltat o serie de suporturi la rădăcină [1, 3].

a) suport de cupru din segmente articulate sau nearticulate (fig. 2), care poate asigura un contact mai bun între suport şi piesele de sudat, segmentele de cupru fiind scurte;

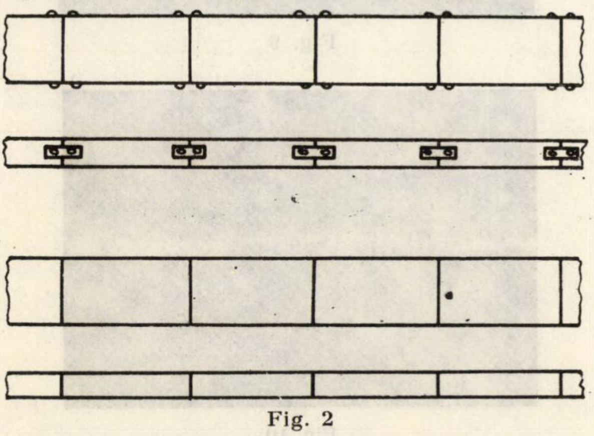


Fig. 2

b). suport de cupru tubular (fig. 3), care asigură o flexibilitate mai mare decît o bară dreptunghiulară; dacă se apasă spre piesele de sudat doar în dreptul arcului electric, printr-un sistem hidraulic, se obţine un contact mai bun între suport şi piese;

c). suport de cupru glisant (fig. 4), dimensiunile reduse ale suportului de cupru permiţînd un contact bun între suport şi piesă; suportul se deplasează simultan cu capul de sudare;

d). suport de cupru şi flux special (fig. 5); prin încălzirea şinei de cupru cu un arzător, după fixarea suportului la piesele de sudat fluxul special se întăreşte. Rezultă o cusătură fără scurgeri, cu aspect foarte bun al rădăcinii.

e). suport combinat din suport de ceramică şi flux (fig. 6), la care fluxul serveşte pentru formarea rădăcinii, iar suportul împiedică scurgerea metalului topit;

f). suport din plăcuţe de ceramică (fig. 7) care asigură o rădăcină uniformă şi un aspect bun etc.

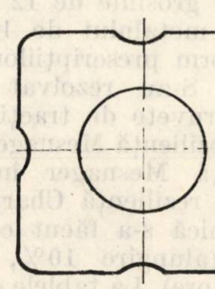


Fig. 3

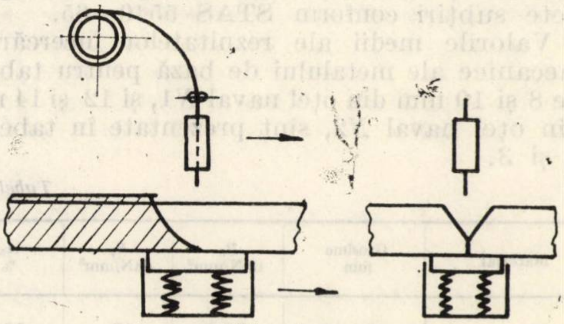


Fig. 4

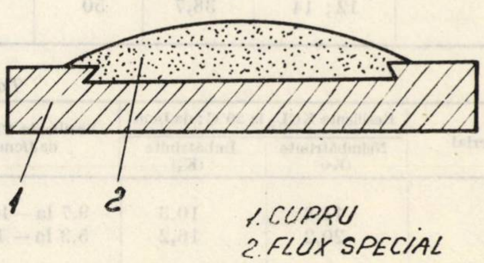


Fig. 5

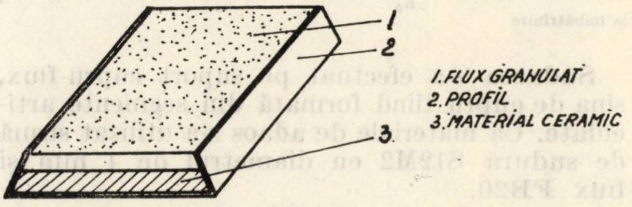


Fig. 6

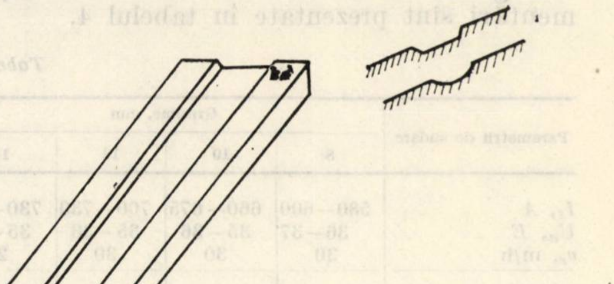


Fig. 7

2. Cercetări efectuate

În cele ce urmează se prezintă rezultatele cercetărilor efectuate asupra sudării cap la cap dintr-o singură parte a tablelor din oţel naval $N1$ cu grosimea de 8 şi 10 mm şi din oţel naval $N2$ cu grosime de 12 şi 14 mm.

Caracteristicile metalului de bază au fost determinate conform prescripţiilor RNR volumul 4-AXIV/70. S-au rezolvat următoarele epruvete: trei epruvete de tracţiune rotunde, trei epruvete de rezilienţă Mesnager, cinci epruvete de rezilienţă Mesnager îmbătrînite şi cinci epruvete de rezilienţă Charpy V. Îmbătrînirea tensotermică s-a făcut conform prescripţiilor RNR (alungire 10%, încălzire la 250°C timp de 2,5 ore). La tablele de 8 şi 10 mm grosime pentru rezilienţe s-au prelevat epruvete subţiri conform STAS 5540–65.

Valorile medii ale rezultatelor încercărilor mecanice ale metalului de bază pentru tablele de 8 şi 10 mm din oţel naval $N1$, şi 12 şi 14 mm din oţel naval $N2$, sînt prezentate în tabelele 2 şi 3.

Tabelul 2

Material	Grosime mm	R_C daN/mm²	R_r daN/mm²	A_5 %
N_1	8; 10	30,1	43	36
N_2	12; 14	38,7	50	75

Tabelul 3

Material	Rezilienţa KCU_2 la 20°C; daJ/cm²		Rezilienţa Charpy V daJ/cm2
	Neîmbătrînite (K_0)	Îmbătrînite (K_i)	
N1	14,8	10,3	9,7 la –40°C
N2	20,2	16,2	5,3 la – 10°C

Observaţie; raportul $\frac{K_0 - K_i}{K_0} \cdot 100$ fiind sub 50%, oţelul nu este sensibil la îmbătrînire

Sudarea s-a efectuat pe suport cupru-flux, şina de cupru fiind formată din segmente articulate. Ca materiale de adaos s-a utilizat sîrmă de sudură S12M2 cu diametrul de 4 mm şi flux FB20.

Regimurile de sudare utilizate la experimentări sînt prezentate în tabelul 4.

Tabelul 4

Parametrii de sudare	Grosime, mm			
	8	10	12	14
I_s, A	580–600	660–675	700–730	730–750
U_a, E	36–37	35–36	35–36	35–36
v_s, m/h	30	30	30	24
Lăţimea rostului mm	$2^{+1,5}$	$2^{+1,5}$	$2,5^{+1,5}$	$2,5^{+1,5}$

Macrostructura unei îmbinări sudate dintr-o parte pe suport cupru–flux este prezentată în figura 8.

Aspectul suprafeţei şi rădăcinii unei îmbinări sudate în condiţiile prezentate mai înainte sînt prezentate în figura 9, respectiv figura 10.

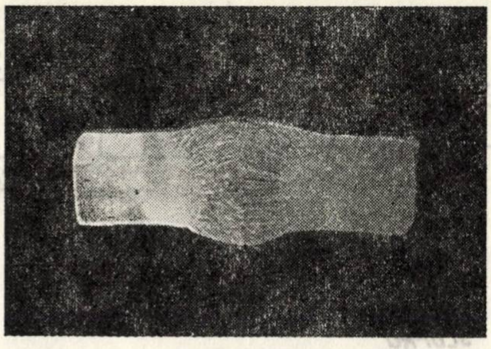


Fig. 8

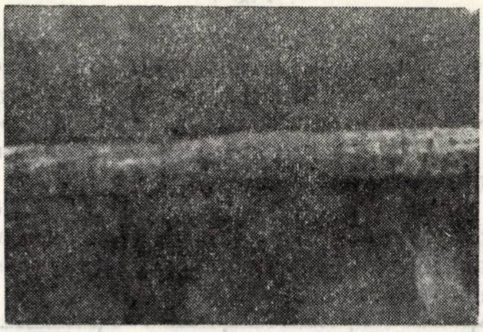


Fig. 9

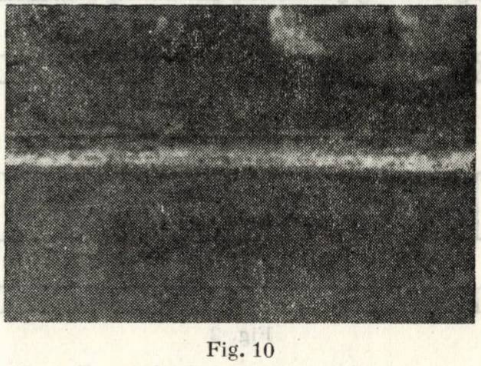


Fig. 10

În urma încercărilor experimentale s-au determinat caracteristicile mecanice ale îmbinărilor conform prescripţiilor RNR şi s-au comparat cu cele ale metalului de bază respectiv cu prescripţiilor referitoare la oţel (oţel $N1$ şi $N2$ – STAS 8324-69). S-au prelevat pentru fiecare grosime de tablă (8, 10, 12 şi 14 mm): cinci epruvete de tracţiune plate, cinci epruvete de îndoire cu cusătură transversală, cinci epruvete de rezilienţă Mesnager şi cinci epruvete de rezilienţă Mesnager îmbătrînite (alungire 10%, încălzire la 250°C timp de 1,5 ore). Din tablele de 8 şi 10 mm s-au prelevat epruvete subţiri pentru rezilienţe, ca şi în cazul metalului de bază, conform STAS 5540–65. Referitor la încercările de tracţiune, toate epruvetele s-au rupt în metalul de bază; la încercarea de îndoire nu s-au semnalat fisuri pînă la un unghi de îndoire de 180°C (diametrul dornului folosit la îndoire $D = 2$ s). Valorile medii ale rezultatelor obţinute la încercarea de rezilienţă sînt prezentate în tabelul 5.

Tabelul 5

Grosime mm	Rezilienta Epruvete Mesnager	daJ/cm² la +20°C
	Neimbătrinije (K_0)	Îmbătrinite (K_i)
8	13,7	11,2
10	15,6	15,1
12	10,6	10,1
14	13,3	11,5

Observaţie; raportul $\frac{K_0 - K_i}{K_0} \cdot 100$ fiind mult sub 50%, cusăturile executate nu sint sensibile la îmbătrinire

În concluzie rezultă deci că îmbinările sudate în condiţiile prezentate în tabelul 4 satisfac prescripţiile oţelului (oţel *N*1 şi *N*2 – STAS 8324-69), în ceea ce priveşte însuşirile mecanice.

Controlul Roentgen efectuat asupra îmbinărilor sudate a permis încadrarea acestora în clasa I de calitate.

3. Recomandări privind aplicarea în practică a procedeului de sudare automată sub flux, dintr-o singură parte

Aplicarea în practică a procedeului de sudare automată sub flux este condiţionată, în cea mai mare măsură, de găsirea unor soluţii adecvate pentru dispozitivele de sudare care trebuie să asigure o presare uniformă a suportului cupru-flux pe tablele de sudat pe toată lungimea acestora.

Aplicarea sudării dintr-o parte este condiţionată de realizarea unui complex de dispozitive, după cum urmează:

a. Dispozitiv de fixarea tablelor necesar pentru a împiedica deplasarea acestora pe verticală, ce poate fi cauzată de aplicarea suportului sau de deformaţiile care apar în timpul sudării. Se pot utiliza în acest scop electromagneţi sau traverse care apasă pe toată lungimea tablelor.

b. Dispozitiv care să permită mişcarea suportului în plan orizontal perpendicular pe axa îmbinării. Această mişcare poate fi realizată cu ajutorul unor role care se deplasează pe o cale de rulare.

c. Dispozitiv de presare a suportului la rădăcină care este în funcţie de metoda utilizată. La suportul de cupru se pretează o presare cu ajutorul unor cilindri hidraulici. La suportul cupru – flux respectiv flux, presarea poate fi asigurată cu ajutorul unui furtun de aer comprimat care asigură o presiune de pînă la 2 daN/cm².

d. Suport pentru fixarea şi sprijinirea elementelor enumerate mai sus.

e. Role pentru mişcarea tablelor pe suport.

Multiplele posibilităţi şi avantaje pe care le prezintă sudarea automată sub flux dintr-o singură parte impune lărgirea domeniului de aplicare a acestui procedeu în construcţiile navale indigene.

BIBLIOGRAFIE

1. *Kyoshi, T. Masayasu, A.* Recent development in one side welding, The Sampo, Inc.
2. *Kawai, H. Kawasaki, M. Mitani, M.* One-side automatic welding in shipbuilding, Ian. 1965, In: Doc. IIS XII, 268–65.
3. *Richter, E.* Rechnerische Verfahren zum Bestimmen von Schweiss-parametern für das U.P. Schweissen, Teil 1, Einbandschweissung, In: ZIS Mitteilungen nr. 12–1968.

◆

CZ: 620.173.262.3 ;539.37

Asupra determinării tensiunilor iniţiale prin metoda trepanării în condiţiile apariţiei deformaţiilor plastice

Ing. D. CIOCLOV; ing. L. ŞOFLETE
Institutul de sudură şi încercări de materiale (ISIM) – Timişoara

1. Introducere

Într-un corp cu tensiuni mecanice iniţiale, prin îndepărtarea unui domeniu material se produce o perturbare a stării de tensiune echilibrate iniţial. Prin redistribuirea tensiunilor se ajunge la o nouă stare de echilibru în condiţiile noii configuraţii geometrice. Procesul de redistribuire a tensiunilor este însoţit de o variaţie a deformaţiilor specifice care poate fi măsurată experimental. Cu rezultatele acestor măsurători, prin intermediul soluţiilor matematice cunoscute care exprimă legătura dintre deformațiile specifice și nivelul tensiunilor, pentru configurația geometrică inițială și cea rezultată după îndepărtarea unui domeniu material, este posibilă calcularea tensiunilor inițiale. Această metodă de determinare a tensiunilor remanente este dezvoltată numai pentru cazul cînd atît tensiunile inițiale cît și cele rezultate prin redistribuire în urma detașării unui domeniu material, nu induc deformații plastice. În practică apar însă cazuri cînd acest deziderat nu este îndeplinit, mai ales atunci cînd se lucrează cu metoda trepanării de orificii circulare, cînd datorită efectului de concentrare a tensiunilor la marginea orificiului în procesul de redistribuire a tensiunilor se induc deformații plastice. În această lucrare se va dezvolta o metodă de evaluare a tensiunilor remanente în cazul în care tensiunile inițiale sînt suficient de mari pentru a induce în urma trepanării deformații plastice. Se vor examina în prealabil limitele de aplicabilitate a soluției elastice și în continuare se va dezvolta metodologia de calcul pentru un corp în care deformațiile plastice sînt descrise de o caracteristică neliniară.

2. Limitele soluției elastice

Se consideră o placă cu extindere bidimensională mare în raport cu grosimea în care s-a stabilit o stare de tensiuni inițiale cu valorile σ_1 și σ_2 după direcțiile principale (fig. 1a). Într-un punct oarecare O, tensiunile inițiale σ_r^0, σ_θ^0, $\tau_{r\theta}^0$ corespunzătoare după direcțiile ortogonale $(\Gamma,\ \theta)$ sînt determinate de unghiul θ.

Dacă la distanța γ de punctul O considerat, în punctul O_1, se practică un orificiu circular cu raza a, atunci în punctul O se stabilește o nouă stare de tensiune în echilibru, caracterizată prin componentele σ_r, σ_θ, $\tau_{r\theta}$, starea inițială de tensiune $(\sigma_1 \sigma_2)$ fiind considerată neperturbată într-o zonă suficient de îndepărtată de orificiu. Între componentele cîmpului de tensiune inițial și cele induse în domeniul adiacent orificiului, după practicarea acestuia, se stabilește următoarea legătură rezultată din soluția elastică a problemei plăcii cu gaură, solicitată biaxial (de exemplu [1]):

$$\sigma_r = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}\left(1 - \frac{a^2}{r^2}\right) + \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}\left(1 + \frac{3a^4}{r^4} - \frac{4a^2}{r^2}\right)\cos 2\theta \qquad (1a)$$

$$\sigma_\theta = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}\left(1 + \frac{a^2}{r^2}\right) - \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}\left(1 + \frac{3a^4}{r^4}\right)\cos 2\theta \qquad (1b)$$

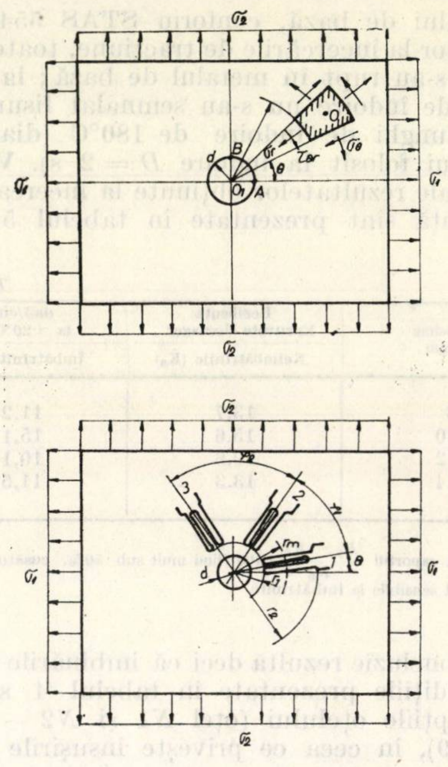


Fig. 1

$$\tau_{r\theta} = \tau_{\theta r} = -\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}\left(1 - \frac{3a^4}{r^4} + \frac{2a^2}{r^2}\right)\sin 2\theta \qquad (1c)$$

respectiv deformația specifică radială:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}(\sigma_r - \nu \cdot \sigma_\theta) = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2E}\left[(1 - \nu) - \frac{a^2}{r^2}(1 + \nu)\right] + \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2E}\left[\left(1 + \frac{3a^4}{r^4}\right)(1 + \nu) - \frac{4a^2}{r^2}\right] \cdot \cos 2\theta \qquad (2)$$

unde:

E — este modulul de elasticitate longitudinal și

ν — coeficientul de contracție transversală (Poisson).

Deformația specifică ε_r dată de relația (2) s-ar realiza efectiv dacă o placă cu orificiu ar fi încărcată de la o stare cu tensiuni inițiale nule la stare de tensiune $(\sigma_1,\ \sigma_2)$. În absența orificiului, la aceeași încărcare se realizează în placă deformația specifică inițială:

$$\varepsilon_r^0 = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2E}(1 - \nu) + \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2E}(1 + \nu)\cos 2\theta \qquad (3)$$

Evident că prin practicarea orificiului cu diametrul a se poate măsura evoluția diferențială a deformației specifice radiale $\Delta\varepsilon$ de la valoarea ε_r^0 la valoarea ε_r. Deci :

$$\Delta\varepsilon_r = \varepsilon_r - \varepsilon_r^0 = -\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2E}(1+\nu)\frac{a^2}{r^2} +$$

$$+\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2E}\left[(1+\nu)\frac{3a^4}{r^4} - \frac{4a^2}{r^2}\right]\cos 2\theta \qquad (4)$$

Prin măsurarea deformaţiei specifice diferenţiale $\Delta\varepsilon_r$, după trei direcţii radiale, i — ($i = 1, 2, 3$) care fac între ele unghiurile cunoscute θ_1 şi θ_2 (figura 1 b) se pot obţine prin calculul valorilor celor trei necunoscute implicate în relaţia (4) : σ_1, σ_2 şi unghiul θ.

Se remarcă că pe periferia orificiului în punctele marcate cu A şi B în figura 1a se produce un efect de concentrare al tensiunii normale în direcţie tangenţială σ_θ (tensiunea în direcţie radială σ_r este nulă pe periferie) :

$$\sigma_\theta = k_i \sigma_i \qquad (5)$$

unde K_i este coeficientul de concentrare elastică după direcţia i. Pentru diferite grade de biaxialitate a tensiunii aplicate (σ_1 σ_2) se exemplifică în tabelul 1 coeficienţii teoretici de concentrare K_i.

Tabelul 1

Starea de tensiune	σ_1	σ_2	K_i	Domeniul de valabilitate al soluţiei elastice
Monoaxială	σ	0	3	$\sigma < \frac{\sigma_c}{3}$
Biaxial omogen divergent	σ	σ	2	$\sigma < \frac{\sigma_c}{2}$
Biaxial omogen convergent (forfecare pură)	σ	$-\sigma$	4	$\sigma < \frac{\sigma_c}{4}$

Se remarcă din această analiză că soluţia elastică (relaţiile (1) şi (2) poate fi utilizată pentru tensiuni iniţiale σ care nu induc în zona de maximă concentrare tensiuni σ_θ care depăşesc limita de curgere a materialului adică :

$$\sigma < \sigma_c / k_i \qquad (6)$$

În aceste circumstanţe, aplicarea soluţiei elastice la determinarea tensiunilor iniţiale prin metoda trepanării de orificii circulare apare limitată pentru valori ale tensiunilor iniţiale care — aşa cum se arată în tabelul 1 — nu depăşesc valori (0,25 + 0,5) σ_c în funcţie de gradul de biaxialitate al tensiunilor iniţiale. În practică apar numeroase cazuri cînd acest deziderat nu este îndeplinit, impunîndu-se pentru prelucrarea rezultatelor o analiză bazată pe o caracteristică $\sigma - \varepsilon$ de material descrisă de o funcţie neliniară, astfel încît să fie posibilă modelarea comportării plastice.

3. Soluţia neliniară

Să considerăm un material incompresibil ($\nu = 0{,}5$) avînd o curbă caracteristică $\sigma - \varepsilon$, neliniară, de forma

$$\sigma_{in} = \sigma_0\, \varepsilon_{in} \qquad (7)$$

unde :

σ_{in} şi ε_{in} sînt intensitatea tensiunii respectiv a deformaţiei specifice,
λ — coeficientul de ecruisare ;
σ_0 — constanta de material de natura unei tensiuni ;

În cazul biaxial :

$$\sigma_{in} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \qquad (8)$$

$$\varepsilon_{in} = \frac{2}{3}\sqrt{\varepsilon_1^2 - \varepsilon_1\varepsilon_2 + \varepsilon_2^2} \qquad (9)$$

Relaţia de forma (7) este confirmată de încercări considerate în prezent clasice, cu probe tubulare confecţionate din oţeluri carbon supuse la solicitări biaxiale (de exemplu Davies [2]; Griffis şi Marikowa [3]).

În figura 2 se prezintă rezultatele obţinute de aceşti autori într-o formă aproape liniară

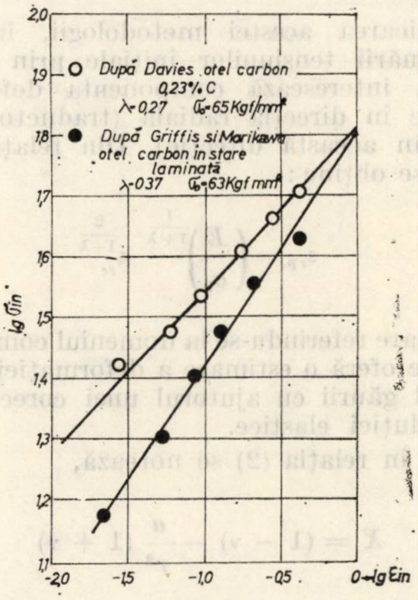


Fig. 2

folosind relaţia (7). Se pune în continuare problema determinării soluţiei concentrării tensiunilor şi deformaţiilor în jurul unui orificiu pentru un material cu o curbă caracteristică $\sigma - \varepsilon$ de forma (7).

Cercetările experimentale ale lui Dixon și Strannigan [4] au evidențiat că în domeniul neliniar plastic deformațiile specifice biaxiale în jurul unui concentrator se pot determina pe baza soluției elastice : ε_{re}, $\varepsilon_{\theta e}$, $\gamma_{r\theta_e}$ cu relațiile

$$\varepsilon_{rp} = \sqrt{\frac{E}{E_s}}\,\varepsilon_{re}\,; \quad \varepsilon_{\theta p} = \sqrt{\frac{E}{E_s}}\,\varepsilon_{\theta e}\,;$$

$$\gamma_{r\theta e} = \sqrt{\frac{E}{E_s}}\,\gamma_{r\theta e} \tag{10}$$

unde E_s – este modulul secant definit prin relația :

$$E_s = \frac{\sigma_{in}}{\varepsilon_{in}} \tag{11}$$

Semnificația modulului secant E_s este ilustrată în figura 3. Pentru o caracteristică de forma (7), expresia modulului secant rezultă :

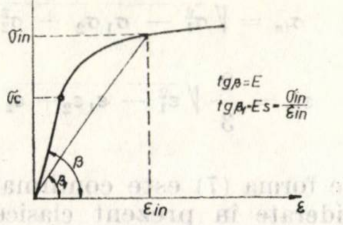


Fig. 3

$$E_s = \sigma_0\,\varepsilon_{in}^{\lambda-1} \tag{12}$$

La aplicarea acestei metodologii, în cazul determinării tensiunilor inițiale prin metoda găuririi, interesează componenta deformației specifice în direcția radială (traductoarele se aplică în această direcție). Din relațiile (10) și (12) se obține :

$$\varepsilon_{rp} = \left(\frac{E}{\sigma_0}\right)^{\frac{1}{1+\lambda}} \varepsilon_{re}^{\frac{2}{1+\lambda}} \tag{13}$$

relație care referindu-se la domeniul comportării neliniare oferă o estimare a deformației radiale în jurul găurii cu ajutorul unei corecții aplicate soluției elastice.

Dacă în relația (2) se notează,

$$X = (1-\nu) - \frac{a}{r^2}(1+\nu) \tag{14}$$

$$y = \left(1 + \frac{3a^4}{r^4}\right)(1+\nu) - \frac{4a^2}{r^2} \tag{15}$$

atunci, pentru un traductor cu bază mică X și Y sînt cu o bună aproximație constante $r = r_m$, unde r_m este raza medie a aplicării traductorului (figura 1b). În această ipoteză relația (13) în forma :

$$\varepsilon_{rp} = \left(\frac{E}{\sigma_0}\right)^{\frac{1}{1+\lambda}} \left(\frac{\sigma_1+\sigma_2}{2E}X + \frac{\sigma_1-\sigma_2}{2E}\,y\cos 2\theta\right)^{\frac{2}{1+\lambda}} \tag{16}$$

Deformația specifică măsurată corespunde diferenței $\Delta\varepsilon_r$

$$\Delta\varepsilon_r = \varepsilon_{pr} - \varepsilon_r^0 \tag{17}$$

unde ε_{rp} și ε_r^0 sînt date de relațiile (16) și respectiv (3). Relația (17) împreună cu relația (16) și respectiv (3) considerată pentru trei direcții radiale, θ, $\theta + \varphi_1$, și $\theta + \varphi_1 + \varphi_2$, corespunzătoare direcțiilor de plasare a traductoarelor formează un sistem de trei ecuații cu trei necunoscute σ_1, σ_2 și θ.

Datorită legăturii printr-o funcție de putere se impune dezvoltarea unei metode numerice de calcul. În acest scop se poate determina un parametru ξ, ales astfel încît paranteza din relația (16) să se poată exprima prin egalitatea :

$$\left(\frac{\sigma_1+\sigma_2}{2E}X + \frac{\sigma_1-\sigma_2\,\omega}{2E}\,y\cos 2\theta\right)^{\frac{2}{1+\lambda}} = \frac{1+\lambda}{2}\,\xi\left(\frac{\sigma_1+\sigma_2}{2E}X + \frac{\sigma_1-\sigma_2}{2E}\,y\cos 2\theta\right) \tag{18}$$

sau :

$$\psi = \frac{2}{1+\lambda}\left(\frac{\sigma_1+\sigma_2}{2E}\cdot X + \frac{\sigma_1-\sigma_2}{2E}\cdot Y\cdot\cos\,\theta\right)\frac{1-\lambda}{1+\lambda} \tag{18 a}$$

Calculul efectiv al parametrului ξ se va explicita în continuare. Cu această precizare, relația (17) se poate pune sub forma :

$$\Delta\varepsilon_r = \frac{\sigma_1+\sigma_2}{2E}A + \frac{\sigma_1-\sigma_2}{2E}B\cos 2\theta \tag{19}$$

unde A și B au următoarele expresii :

$$A = \left(\frac{E}{\sigma_0}\right)^{\frac{1}{1+\lambda}}\frac{1+\lambda}{2}(\xi X + \nu - 1) \tag{20}$$

$$B = \left(\frac{E}{\sigma_0}\right)^{\frac{1}{1+\lambda}}\frac{1+\lambda}{2}(\xi X - \nu - 1) \tag{21}$$

Pentru cele trei direcţii radiale, în care sînt plasate traductorii de deformaţie (figura 1b) rezultă din relaţia (19) următorul sistem de ecuaţii:

$$\Delta\varepsilon_{r1} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2E} A + \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2E} B \cos 2\theta$$

$$\Delta\varepsilon_{r2} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2E} A + \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2E} B \cos 2(\theta + \varphi_1) \qquad (22)$$

$$\Delta\varepsilon_{r3} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2E} A + \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2E} B \cos 2(\theta + \varphi_1 + \varphi_2)$$

În cazul unui traductor electric rezistiv de tipul unei rozete care înglobează trei traductori liniari în dispoziţia 0/45°/90° (fig. 4), adică

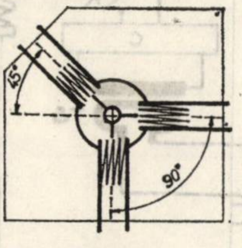


Fig. 4

$\varphi_1 = \varphi_2 = 45°$ din sistemul de ecuaţii (22) rezultă:

$$\operatorname{tg} 2\theta = \frac{2\Delta\varepsilon_{r2} - (\Delta\varepsilon_{r1} + \Delta\varepsilon_{r3})}{\Delta\varepsilon_{r1} - \Delta\varepsilon_{r3}} \qquad (23)$$

Se observă în această relaţie că unghiul θ nu depinde de constantele A şi B, expresia fiind identică şi în cazul elastic, astfel că unghiul θ se poate determina cu nomogramele obişnuite.

O problemă în aplicarea acestei metode o constituie alegerea parametrului ξ, care este funcţie implicită de tensiunile iniţiale σ_1 şi σ_2. Calculul efectiv se poate face pe baza relaţiilor (22) prin aproximaţii succesive, pînă la gradul dorit de precizie. Pentru aceasta, se alege ca o primă aproximaţie valoarea $\xi^{(1)}$, cu care se determină din relaţiile (22) tensiunile din prima aproximaţie a tensiunilor principale $\sigma_1^{(1)} \sigma_2^{(1)}$. Unghiul θ nu depinde de ξ şi după cum s-a arătat, se determină cu relaţia (23) exclusiv din valorile $\Delta\varepsilon_{r1}$, $\Delta\varepsilon_{r2}$ şi $\Delta\varepsilon_{r3}$ măsurate.

Cu valorile $\sigma_1^{(1)}$, $\sigma_2^{(1)}$ şi θ se recalculează cu relaţia (18a) valoarea $\xi_{calc}^{(1)}$. Dacă $\xi^{(1)} = \xi_{calc}^{(1)}$ atunci prima aproximaţie este exactă şi valorile $\sigma_1^{(1)}$ şi $\sigma_2^{(1)}$ reprezintă tensiunile iniţiale căutate. Dacă $\xi^{(i)} \neq \xi_{calc}^{(1)}$ se adoptă a doua valoare $\xi^{(2)}$, obţinîndu-se tensiunile remanente $\sigma_1^{(1)}$ şi $\sigma_2^{(2)}$, cu care se calculează $\xi_{calc}^{(2)}$. În general la primele aproximaţii $\xi^{(i)} \neq \xi_{calc}^{(i)}$, astfel că se obţine un şir de perechi de valori:

$$(\xi^{(1)};\ \xi_{calc}^{(1)});\ (\xi^{(2)};\ \xi_{calc}^{(2)});\ \ldots(\xi^{(i)};\ \xi_{calc}^{(i)}) \qquad (24)$$

Practic, şirul (24) se reprezintă într-un sistem de coordonate (ξ, ξ_{calc}), rezultînd o curbă (fig. 5). Punctul de intersecţie al acestei curbe cu

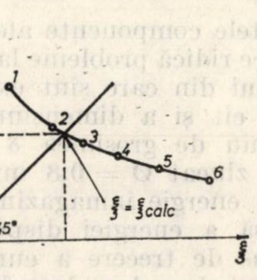


Fig. 5

o dreaptă egal înclinată faţă de axele de coordonate, reprezintă valoarea ξ care transformă relaţia (18a) într-o egalitate. Se poate aplica şi un procedeu de interpolare analitică, însă pentru nevoile practicii metoda reprezentării grafice este mai expeditivă şi prezintă suficientă acurateţe. În practică procedeul descris necesită în medie trei la cinci iteraţii. Se remarcă faptul că pentru aplicarea metodologiei descrise se impune cunoaşterea parametrilor curbei caracteristice exprimate prin intensitatea tensiunilor şi deformaţiilor specifice. Curba caracteristică se determină pe baza rezultatelor experimentale obţinute în încercarea de tracţiune monoaxială pe epruvete cilindrice sau la încercări cu solicitări biaxiale pe epruvete tubulare solicitate combinat cu o forţă axială şi moment de torsiune (şi eventual presiune interioară).

4. Aplicarea metodei

Metoda expusă a fost aplicată la determinarea tensiunilor iniţiale în virola unui cuptor de clinker confecţionat din tablă de 40 şi 60 mm grosime. În zona cordoanelor de sudură s-au reperat tensiuni iniţiale care au depăşit valorile indicate în tabelul 1, astfel că s-a impus utilizarea metodei expuse de calcul pentru a putea cuprinde efectul plastic neliniar indus la trepanarea găurilor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Teodorescu, P.P.* — Probleme plane în teoria elasticităţii, Vol. I, II, Editura Academiei RSR.

[2] *Davies, E.A.* — Journal of App. Mech., 1955, v. 22, p. 291.

[3] *Morikawa, G.K., Griffis, L.V.* — The behaviour of steel under conditions of multiaxial stress and the effect of metalographic structure and chemical compozitions an this behaviour.

[4] *Dixon, I.R., Strannigan* — Strain distribution around cracks in ductile sheets during loading and unloading. NEL, RPp, N 175/1965.

CZ : 621.791.03 ;621.319.45

Echipament de sudare cu energie înmagazinată a pieselor componente ale condensatoarelor electrolitice

Ing. Claudia **BUTA**; ing. Horst **LENGENFELDER**
Institutul de sudură şi încercări de materiale (ISIM) – Timişoara

Elementele componente ale condensatoareior electrolitice ridică probleme la sudare, din cauza materialului din care sînt executate (cupru şi aluminiu) cît şi a dimensiunilor reduse (foiie de aluminiu de grosimea $\delta = 0{,}1$ mm, sîrmă de cupru zincat $Ø = 0{,}8$ mm). Sudarea prin puncte cu energie înmagazinată asigură dozarea precisă a energiei disponibile la sudare, timp redus de trecere a curentului de sudare şi un curent de sudare de ordinul kiloamperilor. Cu ajutorul acestui procedeu s-au realizat următoarele tipuri de îmbinări:

- folie de aluminiu $\delta = 0{,}1$ mm, sudată în interiorul unui tub de aluminiu avînd grosimea fundului $g = 0{,}6$ mm (fig. 1);

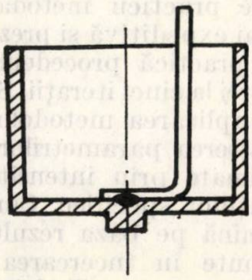


Fig. 1. – Îmbinare dintre o folie de aluminiu şi tubul de aluminiu.

- sîrmă de cupru zincat $Ø = 0{,}8$ mm, sudată pe fundul tubului de aluminiu de grosime $g = 0{,}6$ mm (fig. 2);
- sîrmă de cupru zincat $Ø = 0{,}8$ mm, cu sîrma de aluminiu $Ø = 2{,}5$ mm (fig. 3).

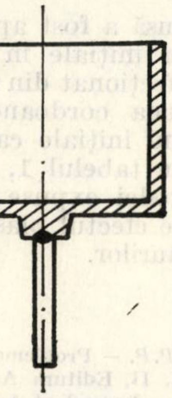


Fig. 2. – Îmbinare dintre sîrma de cupru zincat şi tubul de aluminiu.

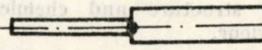


Fig. 3. – Îmbinare dintre sîrma de cupru zincat şi sîrma de aluminiu.

Sudarea cu energie înmagazinată este bazată pe transformarea în energie calorică a energiei cîmpului electrostatic al unei baterii de condensatoare. Echipamentul experimental de sudare cu energie înmagazinată de tip ESEI-15 realizat la ISIM este alcătuit din următoarele părţi principale (fig. 4);

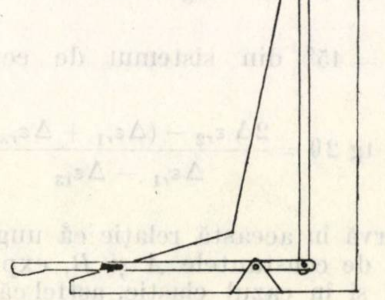


Fig. 4. – Schema de principiu a echipamentului experimental de sudare cu energie înmagazinată tip ESEI–15.

- redresorul, R;
- bateria de condensatoare, C;
- transformatorul de sudare, TS;
- aparatajul de conectare al bateriei de condensatoare peste transformatorul de sudare, K;
- porelectrozii şi electrozii de sudare, E;
- sistemul de aplicare al forţei de strîngere dintre electrozi, F.

Redresorul R se alimentează de la 220 V c.a. stabilizat. Este format din patru diode Si 10–6 legate în puncte şi asigură încărcarea bateriei de condensatoare la $U = U_r = 2 = 300$ V, aproape instantaneu.

Bateria de condensatoare are capacitatea maximă $C_{max} = 4.000\ \mu F$. Este formată din condensatoare electrolitice avînd capacităţi cuprinse între 8 şi 200 μF, grupate în aşa fel încît să se poată obţine o gamă largă de valori ale capacităţii bateriei, cuprinsă între 8 şi 4.000 μF. Acest lucru permite stabilirea unor regimuri tehnologice de sudare pentru diferite grosimi şi materiale ale pieselor de îmbinat. Bateria de condensatoare asigură energia necesară sudării, $E = \frac{1}{2} CU^2$. În cazul echipamentului ISIM, avînd tensiunea la bornele bateriei de condensatoare $U = 300$ V = constant, energia se poate varia prin modificarea capacităţii acesteia.

Transformatorul de sudare *TS* este de tip ,,în manta''. Principalele caracteristici ale acestuia sînt :

- puterea aparentă la $DA = 40\% = 15$ kVA ;
- tensiunea maximă la bornele primarului $U_1 = 500$ V ;
- valoarea efectivă a curentului din primar $I_1 = 50$ A ;
- numărul spirelor din primar = $W_1 = 100$;
- tensiunea la bornele secundarului $U_2 = 6$V ;
- curent maxim de sudare $I_2 = 5$ kA ;
- numărul spirelor secundare $W_2 = 1$.

Numărul spirelor din primar se poate modifica obţinînd următoarele rapoarte de transformare :

$$k_1 = 50\ ;\quad k_2 = 40\ ;\quad k_3 = 30\ ;\quad k_4 = 20\ ;\quad k_5 = 10$$

Prin modificarea raportului de transformare se modifică curentul de sudare, acesta fiind maxim la $k_1 = 10$ şi cu atît mai mic cu cît raportul de transformare creşte.

Datorită regimului său de funcţionare transformatorul prezintă unele particularităţi :

— timpul de descărcare al bateriei de condensatoare fiind foarte mic, încălzirea înfăşurărilor sale este redusă ;

— pierderile în cupru şi fier au o valoare redusă, astfel încît se permite funcţionarea fără răcire artificială a transformatorului ;

— descărcarea bateriei de condensatoare peste înfăşurarea primară a transformatorului conduce la apariţia unor impulsuri de curent a căror formă e greu de determinat pentru toate variantele regimului de sudare ; aceasta introduce o nedeterminare în proiectarea miezului transformatorului de sudare ;

— saturarea miezului de fier conduce la micşorarea curentului de sudare, de aceea trebuie anihilată influenţa fluxului remanent $Ø_0$; în cazul echipamentului ESEI—15, aceasta se realizează prin reversarea alternată a sensului curentului de descărcare prin bobina primară a transformatorului de sudare.

Aparatajul de conectare al bateriei de condensatoare peste transformatorul de sudare asigură prin trei tiristoare de putere deconectarea redresorului de la bornele bateriei şi conectarea acesteia peste transformatorul de sudare o dată într-un sens şi la următoarea comandă de sudare în sens invers. Totodată, protejează redresorul de o eventuală descărcare a bateriei de condensatoare peste diodele acestuia. Durata descărcării bateriei de condensatoare se apreciază la $t = 0{,}12$ ms.

Pentru sudarea foliei de Al $\delta = 0{,}1$ mm în interiorul unui tub de aluminiu cu grosimea fundului $g = 0{,}6$ mm s-au folosit electrozi de cupru electrolitic cu diametrul vîrfului de 1,5 mm. Pentru sudarea sîrmei de cupru zincat $Ø = 0{,}8$ mm cu sîrmă de aluminiu $Ø = 2{,}5$ mm s-a folosit un electrod cu vîrf de wolfram în partea dinspre sîrma de cupru şi un electrod din cupru electrolitic în partea dinspre sîrma de aluminiu. Acelaşi tip de electrozi s-au întrebuinţat şi la sudarea sîrmei de cupru zincat pe fundul tubului de aluminiu. S-a ivit necesitatea introducerii vîrfului de wolfram pentru evitarea lipirilor şi a împroşcărilor de material. S-a constatat că starea suprafeţei foliei de aluminiu influenţează regimul tehnologic de sudare, prezenţa amprentelor şi a impurităţilor impunînd mărirea energiei disponibile pentru sudare. Pentru a obţine puncte sudate de o formă rotundă şi a căror rezistenţă mecanică să satisfacă cerinţele impuse, trebuie să se menţină coaxialitatea electrozilor, iar suprafeţele de contact trebuie să fie plane, orizontale şi paralele. Sistemul de aplicare al forţei de strîngere dintre electrozi este format dintr-un cadru metalic care include un resort calibrat. Prin precomprimarea resortului se poate modifica continuu forţa de apăsare în intervalul de 0—60 kdg.

Echipamentul experimental prezentat, tip ESEI—15 (fig. 5) are următoarele caracteristici tehnice principale :

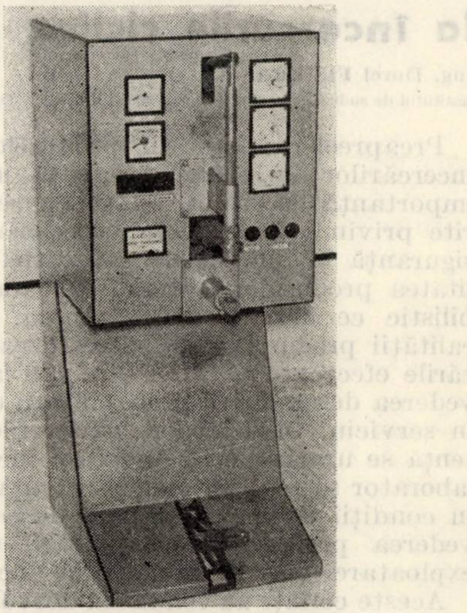


Figura 5. — Echipamentul experimental de sudare cu energie înmagazinată tip ESEI—15.

- tensiunea de alimentare : 220 V, 50 Hz ;
- puterea electrică de calcul a transformatorului la DA = 40% : 15 kVA ;
- capacitatea maximă a bateriei de condensatoare 4.000 F ;
- tensiunea la bornele bateriei de condensatoare 300V ;
- energia acumulată maximă : 0,18 kJ ;
- curent maxim de sudare : 5 kA ;

- forța maximă de stringere între electrozi: 60 kfg;
- lungimea maximă a cursei electrodului superior: 100 mm;
- acționarea mecanismului de stringere dintre electrozi: prin pedală;
- gabaritul mașinii:
- lungimea: 600 mm;
- lățime: 600 mm;
- înălțime: 1500 mm.

Regimurile tehnologice de sudare ale elementelor componente ale condensatoarelor electrolitice sînt cuprinse în tabelul 1.

Tabelul 1

Regimuri tehnologice de sudare a elementelor componente ale condensatoarelor electrolitice

Nr. crt.	Elemente îmbinate	k	U V	C μF	F kgf
1	Folie de Al $\delta = 0{,}1$ mm tub de Al g = 0,6 mm	50	300	2200	17
2	Sîrmă de cupru zincat Ø = 0,8 mm tub de Al g = 0,6 mm	50	300	2000	25
3	Sîrmă de cupru zincat Ø = 0,8 mm sîrmă de Al Ø = 2,5 mm	50	300	1500	25

În literatura de specialitate sînt date exemple de materiale și piese ce se pot suda cu energie înmagazinată. Dintre acestea putem aminti: alama, argintul, cuprul, constantanul, aluminiul magninul. Procedeul prezentat își găsește aplicații în industria electrotehnică la sudarea pastilelor de contact pe lamele, la fabricarea semiconductoarelor, la sudarea sîrmelor de diferite dimensiuni etc.

BIBLIOGRAFIE

1. *Moravski, V.E.*: Svarka akkumulirovannoi energhiei. Gosudarstvennoe izdatelistvo tehniceskoi literaturî SSSR, Kiev 1963.
2. *Popovici, V*: Cercetări asupra sudării prin presiune în puncte a tablelor subțiri de aluminiu și a unor aliaje de aluminiu cu energie înmagazinată în cîmp electrostatic. Teză de doctorat 1968.
3. *Kimio Kimura, Sadashi Nishino, Makoto Osumi*: A Study on the Influence of the Surface Condition on the Quality of Spot Welding of Aluminium Alloys, în: Mitsubishi Heavy-Industries Ltd., iunie 1964.
4. *Antonescu, I. Boarna, Cl și colectiv*: Sudarea prin presiune, Editura tehnică, București 1969.

CZ; 669.017; 620.1

Utilizarea maselor neechilibrate în rotație la încercările ciclice ale metalelor

Ing. Dorel **FLUERAȘ**
Institutul de sudură și încercări de materiale (I.S.I.M.) – Timișoara

Preaprecierea calității produselor pe baza încercărilor de laborator capătă în prezent o importanță deosebită, odată cu cerințele sporite privind siguranța în funcționare. Această siguranță în funcționare sau altfel spus fiabilitatea produsului, noțiune cu caracter probabilistic ce urmărește devansarea în timp a calității produselor, se materializează în încercările efectuate în exploatare sau laborator, în vederea determinării probabilității de defectare în serviciu. În domeniul structurilor de rezistență se urmărește ca în cadrul încercărilor de laborator să se determine rezistența la oboseală în condiții cît mai apropiate de cele reale, în vederea prefigurării comportării acestora în exploatare cu riscuri minime de defectare.

Aceste cerințe au condus la dezvoltarea utilajelor de laborator privind încercarea structurilor de rezistență. Principalele direcții de dezvoltare au fost legate de sistemele de producere a sarcinii dinamice. Se cunosc pînă în prezent patru sisteme principale de producere a sarcinii dinamice:

- sistemul de presiune hidrodinamică,
- sistemul cu deplasare impusă,
- sistemul cu mase inerțiale,
- sistemul cu acționare electromagnetică.

În figura 1 se prezintă după S.V. Serensen diagrama putere instalată – sarcină dinamică pentru cîteva mașini de încercare la oboseală (curba 1 hidropulsatoare, curba 2 mașini axiale cu deplasare impusă, curba 3 mașini de încovoiere cu deplasare impusă, curba 4 mașini cu mase inerțiale sau deplasare impusă în rezonanță).

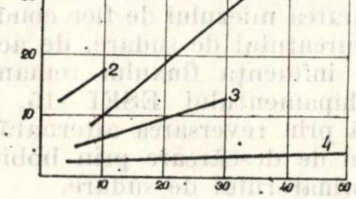


Fig. 1

Avantajul sistemului cu mase inerțiale neechilibrate în rotație constă în simplitatea construcției, consumul energetic mic și prețul de cost redus. Aceste considerente au condus la răspîndirea acestor mașini în mod deosebit

Astfel, în Statele Unite se cunosc maşinile „Sonntag-Baldwin" construite pe acest principiu, iar în Europa maşinile „Smith", „Lehr" şi actualele pulsatoare construite de firma „Schenck".

Primele încercări de oboseală pe profile sudate folosind mase inerţiale în regim de rezonanţă mecanică, le-a realizat R. Weck în Anglia în cadrul „British Welding Research Association" folosind ca rezonator elementul încercat.

Generarea inerţială a sarcinilor dinamice se aplică în prezent sub forma de trei scheme principale diferite :

- funcţionarea în regim nerezonant,
- funcţionarea în regim rezonant cu încărcare directă (elementul încercat constituie rezonatorul),
- funcţionarea în regim rezonant cu încărcare indirectă (rezonator independent de elementul încercat).

La noi în ţară s-au realizat pînă în prezent numai maşini cu funcţionarea în regim nerezonant. Astfel, la INCERC Bucureşti se execută încercări de scurtă durată la sarcini seismice pe structuri de rezistenţă din beton armat la scara 1 :4, folosind mase neechilibrate în rotaţie, reglarea sarcinii efectuîndu-se prin adiţionarea maselor şi reglarea turaţiei de antrenare. La catedra de Construcţii metalice a Institutului politehnic „Traian Vuia" Timişoara, se efectuează încercări la oboseală pe diverse tipuri de îmbinări sudate folosind o maşină cu vibrator mecanic cu mase inerţiale.

La ISIM Timişoara, necesităţile create de temele de cercetare abordate au condus la realizarea pînă în prezent a două maşini. În figura 2 se prezintă maşina cu mase inerţiale în rotaţie folosită la încercarea la oboseală a bielelor din fontă destinate motoarelor autocamionului SR211. Maşina realizată dezvoltă forţe ciclice alternante pînă la 3 tf cu o frecvenţă de 33 Hz şi cu o precizie de determinare a sarcinii dinamice de $\pm 5\%$. Etalonarea maşinii s-a realizat cu o bielă dinamometrică în regim dinamic. Încercările realizate pe această maşină au creat bazele introducerii unui control prin sondaj în cadrul procesului de uzinare a bielelor din fontă.

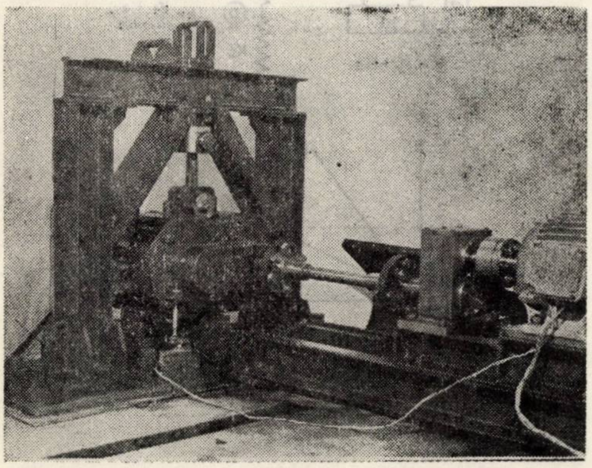


Fig. 2

În figura 3 se prezintă schematic maşina construită pentru încercări la oboseală la solicitări axiale cu flux de forţă închis, realizat prin plasarea maselor inerţiale în plan orizontal. Maşina realizează cicluri de solicitare alternant simetrice cu sarcina $\pm 5\%$ tf pînă la cicluri constante de lotf. Reglarea sarcinii se realizează prin reglarea turaţiei. În figura 4 se prezintă diagrama de reglare a sarcinii. Pe diagramă sînt indicate informativ cîteva puncte de funcţionare în rezonanţă cu elementul încercat pentru diverse rapoarte suprafaţă-lungime $\left(\frac{A}{1}\right)$. În vederea construirii în ţară a unei maşini pentru încercări ciclice cu funcţionare în regim de rezonanţă cu încărcare indirectă, maşină cu un domeniu foarte vast de aplicabilitate, s-a trecut la studierea aspectelor legate de alegerea parametrilor de proiectare, deoarece literatura de specialitate nu conţine indicaţii de acest fel. S-a ales o schemă principială compusă din următoarele părţi principale :

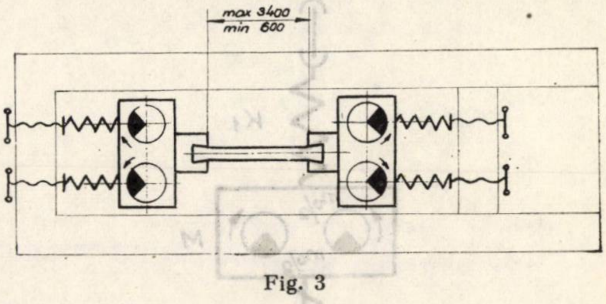


Fig. 3

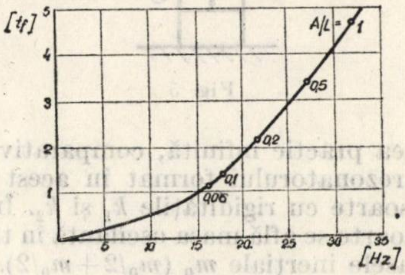


Fig. 4

- excitatorul de oscilaţie cu mase inerţiale,
- rezonatorul sau elementul elastic,
- amortizorul,
- dinamometrul,
- sistemele de reglare şi comandă.

Se ştie că în condiţiile funcţionării în rezonanţă mecanică, rezonatorul restituie aproape integral (minus frecările) energia introdusă. În acest fel consumul energetic devine minim, obţinînd asupra piesei încercate efectul dorit — oboseala materialului.

Sistemul considerat a fost redus la un sistem de vibraţii mecanice forţate cu amortizare, cu un singur grad de libertate şi cu caracteristica liniară. În figura 5 se prezintă sistemul considerat compus din epruveta încercată cu

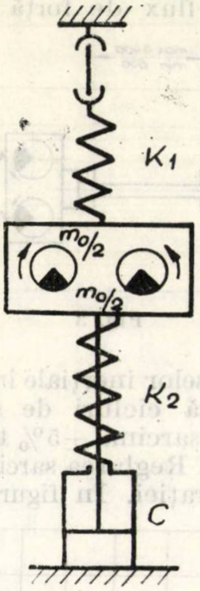


Fig. 5

rigiditatea practic infinită, comparativ cu rigiditatea rezonatorului format în acest caz din două resoarte cu rigidităţile k_1 şi k_2. Între cele două resoarte se află masa oscilantă în translaţie M şi masele inerţiale m_0 $(m_0/2 + m_0/2)$. În partea inferioară sistemul se închide cu amortizorul C.

Ecuaţia diferenţială a vibraţiei produse de acest sistem:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F_0 \sin \omega t = m_0 \, r\omega^2 \sin \omega t$$

unde primul termen reprezintă forţa inerţială a masei oscilante în translaţie, al doilea forţa de amortizare vîscoasă (proporţională cu viteza), al treilea forţa elastică, iar în partea dreaptă a ecuaţiei forţa perturbatoare armonică.

Din cele două soluţii ale acestei ecuaţii ne interesează soluţia oscilaţiei forţate, cealaltă soluţie (soluţia generală a ecuaţiei omogene) reprezentînd oscilaţia care se amortizează. Deci soluţia oscilaţiei forţate:

$$x_2 = x_0 \sin (\omega t - \varphi)_2$$

unde

$$x_0 = \frac{m_0 \, r \, \omega^2}{\sqrt{(k - M\,\omega^2)^2 + C^2 \omega^2}} =$$

$$= \frac{r \dfrac{m_0}{M} \left(\dfrac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left[\left(1 - \dfrac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2 \dfrac{C}{C_{cr}} \dfrac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}$$

Parametrii care se aleg în primă instanţă sînt forţa dinamică maximă şi amplitudinea maximă corespunzătoare sistemului. Din formula $K = \frac{F}{x_0}$ va rezulta constanta elastică a rezonatorului. Calculul maşinii este necesar să înceapă cu rezonatorul, deoarece acesta este elementul de rezistenţă al maşinii care preia întreaga sarcină dinamică împreună cu proba încercată. Compunerea rezonatorului în vederea realizării constantei elastice impuse (k) poate fi realizată prin montarea resoartelor în paralel sau în serie în funcţie de posibilităţile constructive. Se preferă însă montarea resoartelor în paralel pentru a se obţine săgeţi mici, care conduc la amplitudini reduse şi deci la mase inerţiale mai reduse. În figura 6 se arată infuenţa constantei elastice a rezonatorului asupra amplitudinii oscilaţiilor, în cazul diverselor variante de montare ale resoartelor (a în paralel şi b în serie).

Pulsaţia naturală a sistemului (ω_n) se alege în general pentru a nu depăşi turaţia de antrenare de 2000 rot/min, depăşire care ridică probleme privind funcţionarea lagărelor. Acest lucru a fost constatat practic cu ocazia testelor efectuate cu oscilatorul folosit la ISIM Timişoara pentru încercarea bielelor. Această limitare a fost constatată şi la pulsatoarele

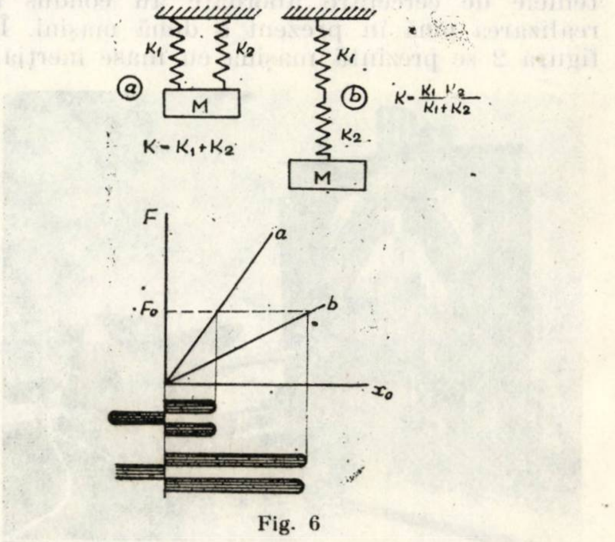


Fig. 6

fabricate de firma „Schenck". Masa oscilatorului se determină cu formula cunoscută din teoria oscilaţiilor.

$$M = \frac{K}{\omega_n^2}$$

Amplitudinea oscilaţiei la rezonanţă va trebui să fie egală cu săgeata rezonatorului la sarcina dinamică maximă, condiţie exprimată de formula

$$x = \frac{r\dfrac{m_0}{M}}{2\dfrac{C}{C_{cr}}}$$

care duce la determinarea lui m_0 a masei neechilibrate în rotaţie pentru un anumit grad de amortizare (C/C_{cr}) Necesitatea amortizării rezidă în limitarea amplitudinii oscilaţiei precum şi în găsirea unei curbe convenabile de reglare a amplitudinii şi deci a sarcinii. La determinarea lui m_0 va trebui să se ţină cont de un raport traţional m_0/M, raport ce rezultă din considerente constructive între 0,2 şi 0,6. Există posibilitatea realizării acestui raport prin variaţia excentricităţii r. În vederea reglării sarcinii, reglare posibilă prin reglarea turaţiei motorului de antrenare, se vor admite diverse grade de amortizare (C/C_{cr}), ceea ce echivalează cu obţinerea unei familii de curbe în coordonate x_0 (amplitudine) — ω/ω_n (raportul pulsaţiilor) (fig. 7).

La alegerea curbei de funcţionare se vor lua în considerare două aspecte :

- alegerea amortizorului (forţa de amortizare posibilă)
- găsirea curbei care asigură precizia cea mai ridicată la realizarea forţei prin reglarea turaţiei.

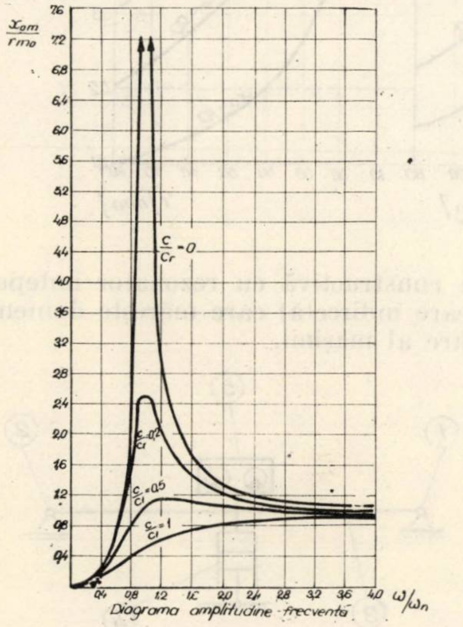


Fig. 7

Calculul amortizorului constă în calculul forţei maxime necesare de amortizare cu formula :

$$F_a = C \cdot v_p$$

unde $C = (0,2-1)C_{cr}$ reprezintă coeficientul de amortizare.

$C_{cr} = 2\sqrt{mk}$ coeficientul de amortizare critică

$v_p = x_0\,\omega_n$ viteza liniară la amplitudinea maximă

Precizia ce se poate obţine-de realizare a sarcinii dinamice-se determină cu formula

$$\varepsilon = \frac{\Delta F}{F}\,100\ \%$$

unde : $\Delta F = F - F_1$ reprezintă abaterea sarcinii

F sarcina la turaţia n

F_1 sarcina la turaţia $n_1 = n + \Delta n$, unde Δn este abaterea turaţiei pentru schema de reglare aleasă. Forţa pentru o anumită turaţie se calculează cu formula

$$F = \frac{Kr\dfrac{m_0}{M}\left(\dfrac{n}{n_n}\right)^2}{\sqrt{\left[1-\left(\dfrac{n}{n_n}\right)^2\right]^2+\left(2\,\dfrac{C}{C_{cr}}\,\dfrac{n}{n_n}\right)^2}}$$

În vederea simplificării calculelor de alegere a parametrilor de proiectare a maşinilor cu mase inerţiale funcţionînd în regim de rezonanţă cu încărcare directă, în figurile 8, 9, şi 10 se prezintă diagramele de lucru. În figura 8 se prezintă diagramele $K-M$ (pentru diverse pulsaţii de rezonanţă) şi spre exemplificare se prezintă alegerea parametrilor pentru o sarcină maximă de 8 tf. Pentru amplitudinea oscilaţiei alese $x_0 = 20$ rezultă o constantă elastică a rezonatorului $K = 400$ daN/mm, iar pentru o pulsaţie la rezonanţă aleasă $\omega_n = 200$ (1/s) o masă oscilantă (M) necesară de 10 kg.

În figura 9 se prezintă diagramele $m_0/M - r$ pentru diverse amplitudini şi diverse grade de amortizare. S-au ales numai valorile $C/C_{cr} = 0,2 \div 0,4$ ca fiind cele mai recomandabile pentru obţinerea unei bune reglări a sarcinii. Pentru amplitudinea $x_0 = 20$ aleasă şi un raport $m_0/M = 0,2$ la o amortizare $C/C_{cr} = 0,2$, rezultă o rază a centrului masei neechilibrate în rotaţie $r = 40$ mm. Pentru alte grade de amortizare va rezulta $r = 60$ mm $C/C_{cr} = 0,3$ şi $r = 80$ mm pentru $C/C_{cr} = 0,4$.

În figura 10 se prezintă curbele de funcţionare amplitudine-raportul pulsaţiilor, pentru cele trei grade de amortizare considerate. În vederea calculării sarcinii dinamice pentru o anumită turaţie pe scara ordonatelor s-a trecut o mărime Z ajutătoare cu care se poate calcula valoarea sarcinii cu formula $F = KrZ\dfrac{mo}{M}$, unde toate elementele sînt cunoscute.

Realizarea soluţiei constructive a maşinii cu mase inerţiale în rezonanţă implică cîteva considerente privind măsurarea sarcinii :

— dinamometrul pentru măsurarea sarcinii dinamice se va construi cu o caracteristică cît mai rigidă, pentru a nu influența caracteristica elastică a sistemului,

— în vederea realizării unei precizii convenabile la determinarea sarcinii dinamice se vor folosi TER pentru măsurarea deformației.

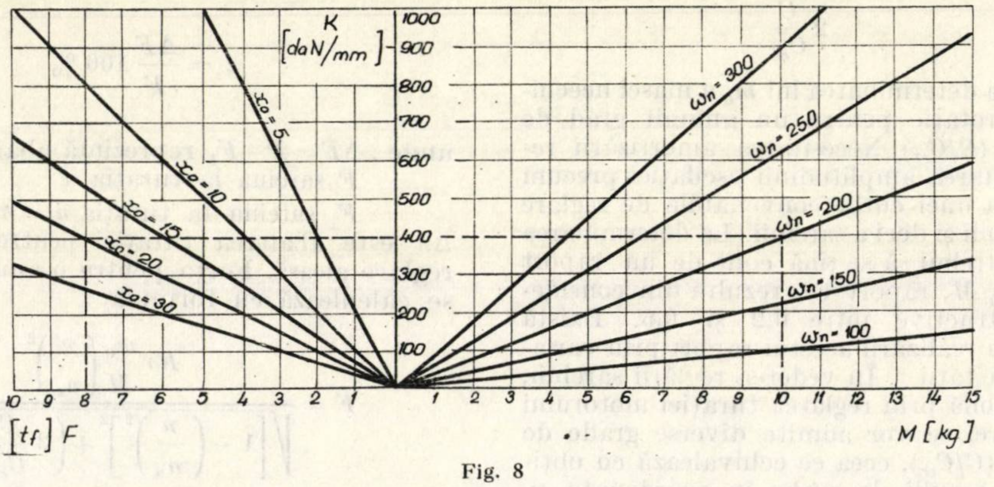


Fig. 8

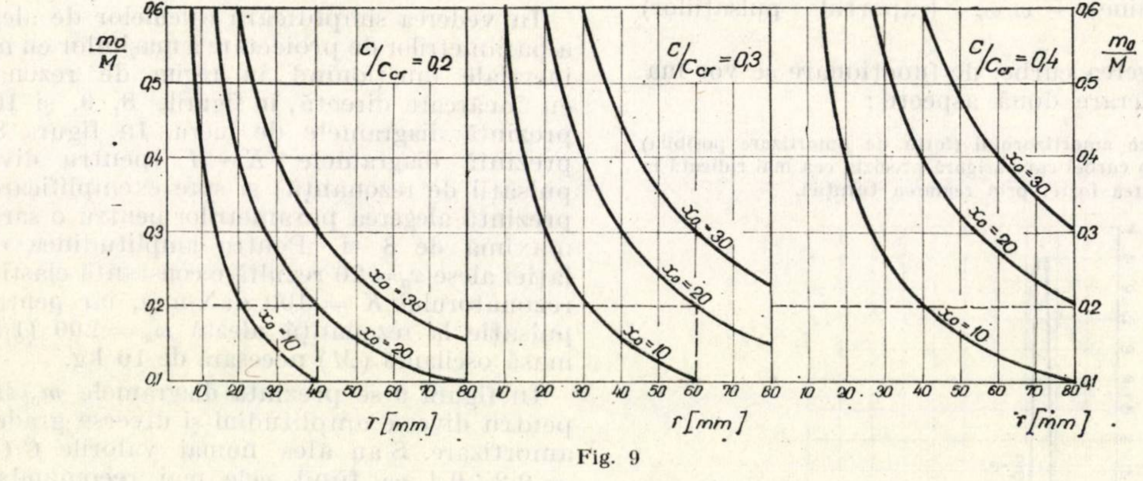


Fig. 9

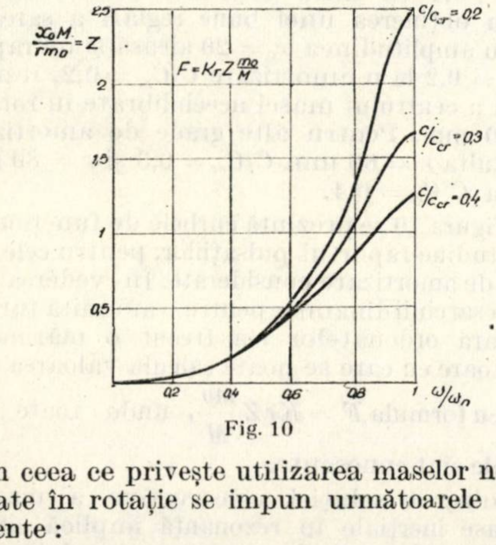


Fig. 10

În ceea ce privește utilizarea maselor neechilibrate în rotație se impun următoarele considerente:

— la încercarea elementelor cu deformații importante (grinzi la încovoiere) se va folosi ca rezonator elementul încercat (fig. 11; unde 1-reazem, 2-reazem mobil, 3-grindă de încovoiere, 4-amortizor de reglare a amplitudinii, 5-excitator de oscilații cu mase inerțiale);

— la încercarea elementelor cu deformații mai reduse (încercări axiale de regulă) se va prefera soluția constructivă cu rezonator independent (încărcare indirectă) care mărește domeniul de încercare al mașinii.

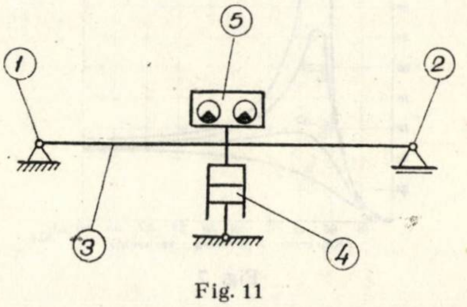


Fig. 11

Mașinile construite pe principiul maselor inerțiale în rotație în regim de rezonanță cu încărcare indirectă pot realiza cicluri de solicitare cu diverse asimetrii, prin introducerea unei încărcări suplimentare statice cu ajutorul unui resort de deplasare a valorii medii a sarcinii ciclice în funcție de asimetria dorită. În figura 12 se prezintă schema-bloc de reglare a unui pulsator mecanic. Informaţia preluată de la doza de forţă privind forţa maximă şi cea minimă este transformată printr-un convertizor de semnal în forţă ciclică şi forţă medie. Semnalul forţei ciclice va comanda motorul de antrenare al excitatorului de oscilaţii cu mase inerţiale, reglîndu-i turaţia, iar semnalul forţei medii va comanda motorul de reglare al încărcării statice medii. În acest fel se pot obţine diverse amplitudini ale forţei ciclice şi diverse asimetrii ale acestor cicluri. Prin adaptarea unui generator de funcţii pulsatorul mecanic poate realiza programe-bloc de solicitare (colective de solicitări) monotone sau randomizate (cu succesiune cronologică a solicitărilor).

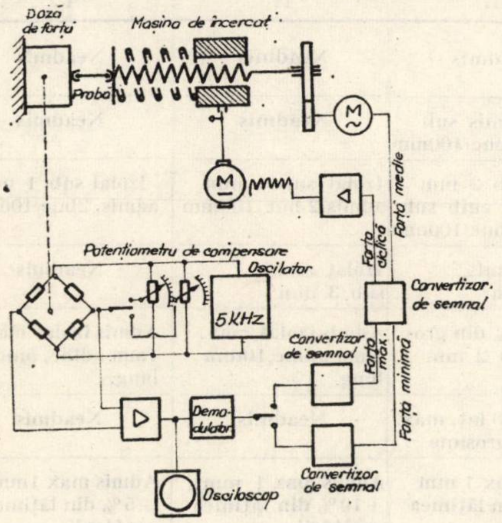


Fig. 12

BIBLIOGRAFIE

1. *Harris, C.M. Crede, Ch. E.* : Shock and vibration, Handbook, Mc Graw-Hill, New York-Toranto, London, 1961.
2. *Silaş, Gh. Rădoi, M. Brindeu, L. Klepp, H. Hegedüs, A* : Culegere de probleme de vibraţii mecanice, Ed. tehnică, Bucureşti, 1967.
3. *Drăghici, I* : Suspensii şi amortizoare, Ed. tehnică, Bucureşti, 1970.
4. *Charloteaux, M* : La suspension, Ed. Dunod, Paris, 1966.
5. *Cazaud, R* : La fatigue des métaux, Ed. Dunod, Paris, 1959.

CZ ; 621.791.053 ;620.179.16

Aprecierea calităţii cusăturilor sudate în baza controlului cu ultrasunete

F. SCHULD; I. UNGURU
Institutul de sudură şi încercări de materiale — Timişoara

1. Generalităţi

Un sistem obiectiv de apreciere a calităţii îmbinărilor sudate nu trebuie să depindă de metoda prin care se evidenţiază defectele ci doar de caracteristicile fizice ale acestora (natură, poziţie, mărime, frecvenţă etc.), raportate de obicei la dimensiunile geometrice ale pieselor sudate (grosimea *s*, lungimea convenţională 10 *s* etc.) [5, 6, 7, 10].

Pentru ilustrare, tabelul 1 prezintă un sistem de apreciere cu patru clase de calitate, cuprins în documentul A.S. 75/10 (Irlanda), reprodus de doc. ISO/TC 44/SC 10 N. 33 [7, 6].

Clasa de calitate este definită prin caracteristicile efective ale defectelor interne ($A-G$) şi externe (X_a-X_g), iar pentru evaluarea ei poate fi aplicată orice metodă de control capabilă să răspundă întrebărilor puse. Se observă cum controlul vizual sau cu lichide penetrante permite cel mult decelarea între clasele III şi IV, pentru clasele I şi II controlul radiografic sau ultrasonic fiind obligatorii.

2. Reglementări existente în prezent în România pentru aprecierea claselor de calitate a îmbinărilor sudate

Deoarece nici una din metodele de control nedistructiv cunoscute astăzi nu asigură toate informaţiile necesare caracterizării unui defect, se adoptă, în funcţie de metoda aleasă, diferite ipoteze simplificatoare validate prin acte normative, instrucţiuni tehnice etc. În ţara noastră, controlul prin ultrasunete al cusăturilor sudate este adeseori trecut pe plan secundar, cu toate avantajele pe care le prezintă şi din care subliniem sensibilitatea ridicată faţă de defectele mai importante (fisuri, lipsă de topire, lipsă de pătrundere), preferînd controlul radiografic. Una din explicaţii de găseşte în faptul că normativele în vigoare nu permit practic încadrarea cusăturilor sudate în clase de calitate, pe baza controlului ultrasonic [9]. Standardul de stat ,,Clase de execuţie ale îmbinărilor sudate prin topire'' (STAS 9398—73) admite criterii obiective pentru aprecierea defectelor exterioare, bazate pe controlul vizual şi dimensional, în schimb aprecierea defectelor interne este subiec-

Tabelul 1

Criterii de apreciere a calităţii îmbinărilor sudate

Tipul defectului		Clasa de calitate			
		IV	III	II	I
E	Fisuri în sudură sau în zona adiacentă	Neadmis	Neadmis	Neadmis	Neadmis
B	Incluziuni de zgură	Izolat admis sub 3 mm	Izolat admis sub 2mm – 2 buc/100mm	Neadmis	Neadmis
A	Pori	Izolat sub 3 mm, admis în cuib sub 5 mm	Izolat sub 2 mm admis, în cuib sub 3mm – 3 buc/100mm	Izolat sub 1 mm admis-2 buc/100mm	Izolat sub 1 mm admis. 2buc/100mm
C	Lipsă de topire la marginea cusăturii	Admis etanşeitatea fiind asigurată	Izolat admis, sub 5 mm	Izolat admis, sub 3 mm	Neadmis
F	Crestături	Admis 10 %din grosime, sub 2 mm	Admis 5 % din grosime, sub 2 mm	Admis izolat,max. 1mm adînc,10mm lung.	Admis izolat max. 1mm adînc, 5mm lung.
C	Retasuri	Admis maxim 10 % din grosime	Admis 120 lat, max. 5 % din grosime	Neadmis	Neadmis
X_a	Supraînălţarea cusăturii	Admis maxim1 mm 15 % din lăţimea + cusăturii	Admis max 1 mm +12 % din lăţimea cusăturii	Admis max 1 mm +10 % din lăţimea cusăturii	Admis max 1mm +5 % din lăţimea cusăturii
X_b	Defect de racordare (ascuţită)	Admis	Neadmis	Neadmis	Neadmis
X_c	Dezaxare pe ambele părţi	Admis sub 25 % din grosime, max.5mm	Admis sub 20 %din grosime,max.5mm	Admis sub 15 %din grosime, max. 3mm	Admis sub 10 %din grosime, max. 2mm
X_d	Dezaxare pe o parte	Admis sub 25 % din grosime,mx. 4 mm	Admis sub 15 %din grosime, max.3mm	Admis sub 10 %din grosime, max 2mm	Admis sub 10 %din grosime, max. 2mm
X_e	Arsuri	Admis	Admis fără fisuri	Admis fără fisuri	Neadmis
X_f	Lipsă de pătrundere vizibilă	Admis	Admis izolat	Neadmis	Neadmis
X_g	Pătrundere eccesivă la rădăcină	Admis	Admis max 1mm +12 % din grosime	Admis maxim 1mm +10 % din grosime	Admis maxim 1mm +5 %din grosime

tivă, legată în general de controlul radiografic şi în particular de instrucţiunile ISCIR C 20–70 [8]. Normativul menţionat prevede aprecierea calităţii cusăturilor sudate pe baza determinării mărimii, a lungimii şi a frecvenţei defectelor. Astfel, incluziunile de gaze (*Aa*, *Ab*) şi incluziunile de zgură (*Ba*, *Bb*) se clasifică din punct de vedere al mărimii *d* în planul radiografiei şi ai frecvenţei defectelor, conform tabelelor 2 şi 3.

$d = a$.— diametrul incluziunii de gaze sferice

$d = \frac{a+b}{2}$ — $\frac{1}{2}x$ (lăţimea maximă + lungimea maximă) pentru incluziuni de gaze alungite şi incluziuni de zgură.

Tabelul 2

Gradul defectului funcţie de mărimea *d* în planul radiografiei

Gradul defectului	Mărimea defectului d, % din grosimea tablei S
1	pînă la 10 % dar maximum 3 mm
2	peste 10 pînă la 20, dar maximum 5mm
3	peste 20 pînă la 30, dar maximum 7mm
4	peste 30

Tabelul 3

Gradul defectului în funcţie de frecvenţă

Gradul defectului	Frecvenţa – numărul defectelor raportat la lungime convenţională 10 S
1	pînă la 5
2	peste 5 pînă la 10
3	peste 10 pînă la 25
4	peste 25

Defectele lipsă de topire (*C*), nepătrundere (*D*), crestături (*E*), retasură (*G*) pot fi clasificate din punct de vedere al mărimii *d* în planul radiografiei şi lungimea *l*.

d — lăţimea maximă a defectului

l — lungimea defectului de-a lungul cusăturii sudate, măsurată pe film.

Încadrarea defectului într-una din clasele de calitate se face printr-un număr de două cifre, prima cifră reprezentînd mărimea defectului *d* (tabelul 2), iar a doua frecvenţa (tabelul 3) respectiv lungimea defectului (tabelul 4) — conform tabelei 5.

Tabelul 4

Gradul defectului în funcție de lungime

Gradul defectului	Lungimea defectului, raportată la lungimea convențională 10S
1	pînă la 0,05 L (minim 0,01L)*
2	peste 0,05 L pînă la 0,10 L
3	peste 10 L pînă la 0,25 L
4	peste 0,25 L

* sub această limită defectul se consideră izolat

Tabelul 5

Incadrarea defectelor în clase de calitate

Nr. crt.	Tipul defectului	Simbol	Clase de calitate			
			I	II	III	IV
1	Incl. gaze	Aa ;Ab	1.1.	1.2 ;2.1	1.3 ;3.1 ; 2.2	2.3 ;3.2
2	Incl. solide	Ba ;Bb	1.1.	1.2 ;2.1	1.3 ;3.1 2.2	1.2 ;2.1
3	Lipsă topire	C	n*)	n	n	1.1
4	Nepătrundere	D	n	n	1.1	1.2 ;2.1
5	Fisuri	E	n	n	n	n
6	Crestături	F	n	n	n	n
7	Retasură	G	n	1.1	1.2 ;2.1	1.3 ;2.2

*) *n* — neadmis

3. Clase de control și aprecierea cusăturilor sudate în baza controlului ultrasonic

Asemănător tehnicilor de control aferente metodei radiografice, conform STAS 6606/1—75 (A, B) se pot defini clase de control, aferente metodei ultrasonice. O propunere originală în acest sens este cuprinsă în tabelul 13. Clasele se deosebesc în special prin severitatea condițiilor tehnice de efectuare a controlului și implicit prin diferențierea preciziei și certitudinii determinărilor defectoscopice.

Clasa A este gîndită pentru un control deosebit de operativ, în condiții de precizie și certitudine mai modeste, fără trăsături deosebite ale echipamentului, fiind destinată controlului cusăturilor sudate de importanță mai redusă cu solicitări mici în exploatare.

Clasa C renunță la o operativitate deosebită, în schimb se impun performanțe pentru echipament, asigurînd o precizie și o certitudine deosebite, necesare controlului cusăturilor sudate de importanță majoră cu solicitări ridicate în exploatare.

Clasa B — se situează între *A* și *C*.

În funcție de metoda utilizată pentru evaluarea mărimii defectelor (AVG sau cu blocuri de referință) rezultă și două metode aparent diferite de apreciere a cusăturilor sudate.

3.1. *Stabilirea claselor de calitate cu ajutorul scalelor AVG*

Metoda AVG permite aprecierea cusăturilor sudate după aceleași criterii, utilizate la controlul radiografic :

a) În locul mărimii d în planul radiografiei se introduce mărimea defectului echivalent — diametrul unei discontinuități circulare — orientată perpendicular pe fasciculul ultrasonic, de la care la aceeași distanță se obține un ecou de aceeași înălțime ca și de la defectul real dat. Trecerea de la diametrul defectului echivalent la diametrul real se face cu ajutorul unor factori de corecție, de regulă supraunitari, care se determină experimental sau prin calcul [1, 4]. De exemplu, un defect plan circular, formînd un unghi α cu fasciculul ultrasonic (fig. 1) conduce la reducerea sensibilității cu cos α.

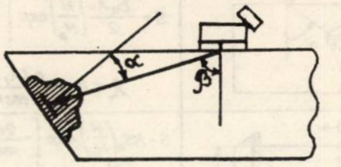


Fig. 1

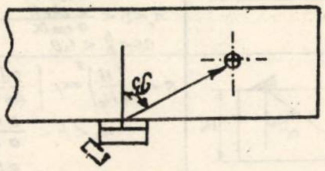


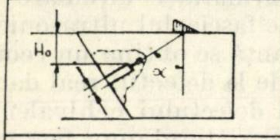
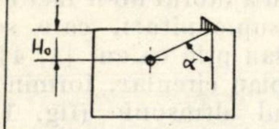
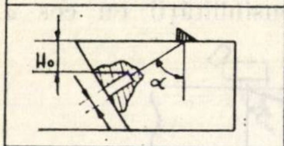
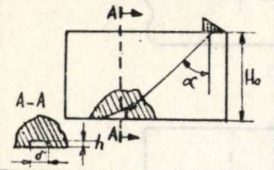
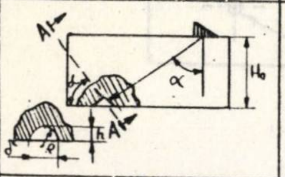
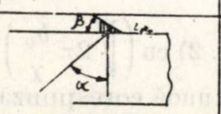
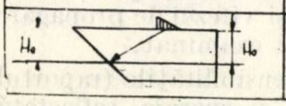
Fig. 2

iar un reflector sferic (fig. 2) cu $\left(\sqrt{2\pi\frac{b_0}{\chi}}\right)^{-1}$, λ reprezentînd lungimea de undă corespunzătoare frecvenței de examinare și vitezei de propagare a sunetului în materialul examinat.

În tabelul 5 sînt date sensibilitățile (raportul dintre energia incidentă și energia reflectată în direcția palpatorului) obținute prin calcul, pentru citeva tipuri de reflectoare cu forme geometrice regulate.

Diametrul echivalent al defectului d_e reprezintă o mărime mai obiectivă pentru caracterizarea unui defect decît mărimea d în planul radiografiei. În cazul defectelor volumice sferice cele două noțiuni se suprapun. În cazul defectelor volumice alungite, diametrul echivalent al defectului se referă la planul în care secțiunea defectului este maximă și nu la un plan dat al radiografiei. Valoarea lui d_e reprezentînd rezultatul unei integrări de suprafață caracterizează cu siguranță mai obiectiv influența defectului asupra proprietăților mecanice ale îmbinării, decît mărimea d, reflectînd conturul defectului. Pentru un defect dreptunghiular se observă simplu că d_e reprezintă media geometrică a laturilor, iar d media aritmetică. Datorită lățimii palpatorului apare o delimitare precisă între defecte alungite și defecte lungi : 20 mm pentru palpatoare obișnuite WB . . . respectiv 10 mm pentru palpatoare miniaturale MWB · · · În cazul radiografiei toate defectele volumice s-au considerat „alungite'', iar toate

Tabelul 6

FORMA REFLECTORULUI	FORMULA DE CALCUL **TABELUL 6**
	$S = S_0\left(\frac{H}{H_0}\right)^2 \exp\left[-\frac{2\delta_r}{\cos\alpha}(H_0-H)\right]$, $b < \frac{0{,}1\lambda_r H}{a\cos\alpha}$
	$S = \frac{b_0^{1/2}\lambda_r H^2}{2H_0^{1/2}\cos^{1/2}\alpha}\exp\left[-\frac{2\delta_r}{\cos\alpha}(H_0-H)\right]$, $\lambda_r < b < \frac{0{,}1\lambda_r H}{a\cos\alpha}$
	$S = \frac{b_0\lambda_r}{2}\left(\frac{H}{H_0}\right)^2 \exp\left[-\frac{2\delta_r}{\cos\alpha}(H_0-H)\right]$. $\lambda_r < b < \frac{0{,}1\lambda_r H}{a\cos\alpha}$
	$S = NS_0\left(\frac{H}{H_0}\right)^2 \exp\left[-\frac{2\delta_r}{\cos\alpha}(H_0-H)\right]$, $\begin{array}{c\|c\|c\|c} \alpha^\circ & 35-40 & 43-52 & 64-69 \\ \hline N & 2{,}5 & 1{,}5 & 0{,}5 \end{array}$ $\lambda_r < h < \frac{0{,}05\lambda_r H}{a\cos\alpha}$, $\lambda_r < b < \frac{0{,}1\lambda_r H}{a\cos\alpha}$, $0{,}5 < \frac{h}{b} < 4{,}0$
	$S = S_0\left(\frac{H}{H_0}\right)^2 \exp\left[-\frac{2\delta_r}{\cos\alpha}(H_0-H)\right]$, $\lambda_r < h < \frac{0{,}1\lambda_r H}{a\cos\alpha}$; $\lambda_r < b < \frac{0{,}1\lambda_r H}{a\cos\alpha}$; $h/b > 0{,}4$
	$S = \frac{\lambda_r^{3/2} H^2}{\sqrt{2S_0\frac{\cos\alpha}{\cos\beta}}\,R^{1/2}\cos^2\alpha} \times$ $\times \exp\left[-\frac{2\delta_r}{\cos\alpha}(H_0-H)\right]$
	$S = \frac{\lambda_r H^2}{2H_0\cos\alpha}\cdot\exp\left[-\frac{2\delta_r}{\cos\alpha}(H_0-H)\right]$

defectele de tip *C*, *D*, *F*, *E*, *G* s-au considerat „lungi".

b) Frecvența defectului rezultă în aceleași condiții ca și la radiografiere și reprezintă raportul dintre lungimea indicată a defectului și lungimea convențională $L = 10$ s.

c) Lungimea indicată a defectului de-a lungul cusăturii sudate l are aceeași semnificație ca și la radiografie, determinarea ei efectuîndu-se după una din cele două metode cunoscute: metoda amplitudinilor înjumătățite sau metoda amplitudinilor reduse cu 20 dB. Pentru exemplificare prezentăm modul de aplicare a criteriilor arătate în normativele germane [2].

Gradul defectului în funcție de mărime reprezentînd raportul dintre diametrul echivalent al defectului d_e (mm) și grosimea piesei s (mm), rezultă din tabelul 7 sau din figura 3.

Gradul defectului în funcție de frecvență reprezentînd raportul dintre lungimea indicată l (mm) a defectului și lungimea convențională $L = 10$ s (mm), rezultă din tabelul 8 sau din figura 4.

Valorile din tabelul 8 se referă la palpatoare uzuale, avînd raportul D_s cuprins între 10 și 15. Pentru alte valori, clasificarea frecvenței defectelor se va stabili experimental (D_s — diametrul efectiv al rezonatorului (mm); λ—lungimea de undă (mm).

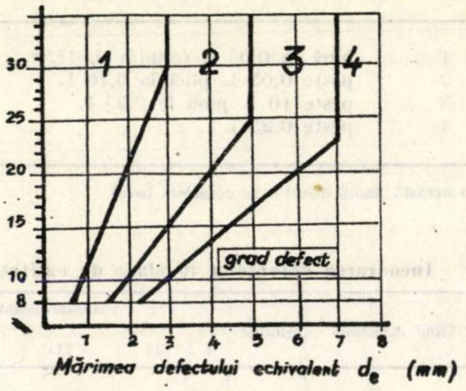


Fig. 3

Tabelul 7

Gradul defectului	Mărimea defectului echivalent d_e, % din grosimea tablei S	
1	pînă la 10%,	dar maximum 3 mm
2	peste 10% pînă la 20%,	dar maximum 5 mm
3	peste 20% pînă la 30%,	dar maximum 7 mm
4	peste 30%	dar maximum 7 mm

Tabelul 8

Gradul defectului	Lungimea indicată a defectului raportată la lungimea convențională L = 10 s
1	pînă la 0,1L
2	peste 0,1L pînă la 0,2L
3	peste 0,2L pînă la 0,3L
4	peste 0,3L pînă la 0,4L

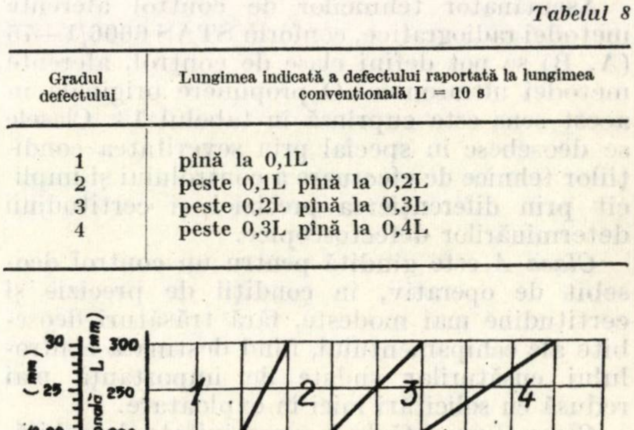


Fig. 4

Pentru fiecare porțiune din cusătura sudată controlată, egală cu lungimea unui film radiografic, se acordă o clasă de calitate cu ajutorul a două cifre cuprinse fiecare între 1 și 4, în funcție de mărimea și frecvența defectelor avînd semnificația următoarele :

— Prima cifră : mărimea defectelor
— A doua cifră : frecvența defectelor

Încadrarea în clase de calitate rezultă din tabelul 9.

Tabelul 9

Încadrarea defectelor în clase de calitate

	Clasa de execuție		I		II	
			A_1/B_1	A/B	A	B
	Volumul controlului		100		10	100
	Grosimea minimă a piesei admise pt.control(mm)	+ 2MHz	10	5	3,5	3,5
		+ 4MHz	5	3,5	3,5	3,5
	Clasa de calitate		1	2	3	4
Defecte	Defecte mici 1 20 mm (punctiforme)		11	12;21	13;22;31	23;32
	Defecte liniare 1 20 mm și defecte plane		—	—	11	12;21
	Defecte liniare transversale și sub diferite unghiuri 1 20 mm		—	—	—	11

În cazul defectelor mici se poate lua în considerare ca la metoda radiografică, numărul de defecte ce revin pe lungimea convențională 10 s. Metoda de examinare prin ultrasunete fiind însă deficitară din punct de vedere al decelării defectelor mici apropiate, se renunță de obicei la acest criteriu, diferențierea dintre defectele mici și cele mari admisă fiind convențional la nivelul lățimii palpatorului (20 mm, 10 mm).

3.2. *Stabilirea claselor de calitate fără scala AVG.*

Cînd nu dispunem de scale AVG, încadrarea cusăturilor sudate într-un sistem de clase de calitate poate fi efectuată și cu ajutorul blocurilor de referință. De altfel se poate demonstra teoretic echivalența dintre metoda AVG și metoda blocurilor de referință [1]. Cu ajutorul blocului de referință din figura 5 și a palpatorului utilizat pentru examinare se ridică curbele de corecție distanță — amplitudine. Numărul de reflexii de pe blocul de referință se alege din tabelul 10 (valori corespunzătoare grosimii de 12,5 mm) astfel încît distanța maximă parcursă de fasciculul ultrasonic pînă la defect să reprezinte circa două treimi din domeniul de examinare. Corespunzător acestui punct de reflexie de pe blocul de referință se reglează înălțimea ecoului de la gaura 4 Ø4 la 50% din ecran, obținînd sensibilitatea pentru ridicarea curbei *C*. Curba completă se obține palpînd gaura 4Ø4 și din celelalte puncte de reflexie de pe bloc. Curba *B* se obține în aceleași condiții, ridicînd sensibilitatea defectoscopului cu 6 dB (defect dublu), iar curba *A* prin reducerea sensibilității cu 6 dB (defect înjumătățit).

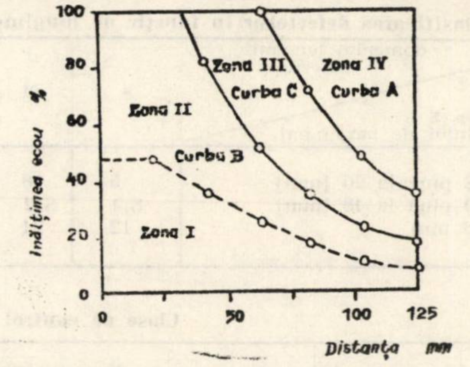


Fig. 5

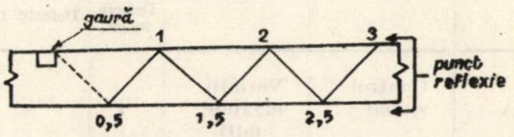


Fig. 6

În aceste condiții suprafața ecranului defectoscopului este împărțită în patru zone (fig. 6).

Tabelul 10

Număr de reflexii în funcție de parcursul fasciculului

Numărul reflexiei	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5
Distanța parcursă de fascicul	0 31	32 53	54 74	75 95	96 116	117 138	139 159	160 180	181 201	202 222	223 244

Zona I — defecte avînd diametrul echivalent pînă la 4/2 = 2 mm ;
Zona II — defecte avînd diametrul echivalent cuprins între 2 și 4 mm ;
Zona III — defecte avînd diametrul echivalent cuprins între 4 și 8 mm ;
Zona IV — defecte avînd diametrul echivalent mai mare de 8 mm.

Regăsim de fapt gradele defectului în funcție de mărime, conform metodei AVG, cu condiția ca diametrul reflectorului de referință să fie ales corespunzător, în funcție de grosimea tablei.

În funcție de lungime, defectele se împart de obicei în trei grupe [3].

— defecte scurte, simbol *S*
— defecte mijlocii, simbol *M*
— defecte lungi, simbol *L*

rezultînd de asemenea patru domenii corespunzătoare intervalelor dintre valorile limită *S*, *M* și *L*, avînd aceeași semnificație ca gradele defectului în funcţie de lungime. Valorile limită propuse sînt trecute în tabelul 11.

Încadrarea în clase de calitate se face în baza celor două criterii, conform tabelei 12.

Tabelul 11

Clasificarea defectelor în funcţie de lungime

Grosimea S a materialului de bază [mm] \ domeniul lungimii defectului	S	M	L
peste 12 pînă la 20 [mm]	5	10	20
peste 20 pînă la 48 [mm]	S/4	S/2	S
peste 48 mm	12	24	48

Tabelul 12

Clasele de calitate ale defectelor

Înălţimea maximă a ecoului \ Lungimea defectului	⩽S	>S la M	>M la L	>L
Zona I	clasa 1	clasa 2	clasa 3	clasa 4
Zona II	clasa 2	clasa 3	clasa 4	clasa 4
Zona III	clasa 3	clasa4	clasa 4	clasa 4
Zona IV	clasa 4	clasa 4	clasa 4	clasa 4

Tabelul 13

Clase de control prin ultrasunete a cusăturilor sudate

Clasa de control	Caracterizare	Condiţii de cuplare	Nr. examinărilor independente		Condiţii speciale pt. defectoscop	Evoluarea mărimii defectului		Localizarea defectului	Aprecierea calităţii
			Defecte longit.	Defecte transv.		lungimea	secţiunea		
A	Control sumar	Variaţii maxime ±6dB	1	×	×	Metoda amplitudinii înjumătăţite	Rezoluţie Da—Nu cu un ecou de referinţă	în lungime	Rezoluţie Da—Nu
B	Control normal	Variaţii maxime ±4dB	2	2	cu amplificare calibrată	Metoda amplitudinii înjumătăţite	Rezoluţie Da—Nu cu minimum 2 ecouri de referinţă	în lungime în adîncime	Rezoluţie Da—Nu sau clase
C	Control sever	Variaţii maxime ±2dB	4	4	cu amplificare calibrată şi monitor	Metoda amplitudinii zero (20 dB)	AVG	în lungime în adîncime transversal	Clase de calitate

Dacă distanţa dintre două defecte în acelaşi plan este mai mică decît lungimea defectului mai mare, ele se consideră ca grup de defecte, lungimea totală fiind egală cu suma lungimilor individuale. Dacă distanţa dintre două defecte în acelaşi plan este mai mare decît lungimea defectului mare, ele se consideră ca defecte separate.

Toate defectele identificate cu fisuri se trec în clasa a patra.

Înlocuind în tabelul 12 termenele de zonă şi domenii de lungimi prin gradele de defecte notate de la 1…4, obţinem o clasificare echivalentă cu cea din tabelul 6, corespunzător metodei AVG.

4 Concluzii

Metoda de control prin ultrasunete permite acordarea unor clase de calitate cusăturilor sudate, pe baza unor criterii cel puţin tot atît de obiective ca şi metoda de control radiografică. Sistemul de clasificare poate fi conceput atît pe principiul scalelor AVG cît şi a blocurilor de referinţă, cu condiţia ca echipamentul de control ultrasonic să corespundă prevederilor din STAS 9552-74.

Se definesc mai multe clase de control, cu condiţii de examinare din ce în ce mai severe, avînd precizia şi certitudinea diferenţiate, alegerea clasei depinzînd în principal de importanţa cusăturii sudate şi de nivelul solicitărilor în exploatare. În scopul favorizării aplicării controlului ultrasonic se propune completarea STAS 9398-73 după cum urmează:

a) Stabilirea defectelor admise respectiv neadmise independent de metoda de control.

b) Pentru aprecierea defectelor interne să fie admis la alegere controlul radiografic sau controlul ultrasonic (exceptînd situaţiile în care ultimul nu poate fi efectuat din diferite motive). În cazul aplicării controlului ultrasonic 100%, volumul controlului radiografic martor obligatoriu este de 2…5%.

c) Completarea cu criteriile de apreciere a calităţii pe baza controlului ultrasonic.

BIBLIOGRAFIE

1. D.G.f.Z.P.: Richtlinie: „Prüfung von Stumpfschweissnähten mit Ultraschall" — Berlin, 1973.

2. TGL 15.003 Bl.11.: „Ultraschallprüfung von Schweissverbindungen", Entwurf 1973.

3. N.D.I.S. 2404–70 : ,,Recommended methods of ultrasonic angle beam testing and classification of test results in steel structure groove welds" – Dok. IIS V. 655/1971.
4. * * * Proiect de standardizare CAER tema 2.2101–72 : ,,Cusături sudate. Metodologia defectoscopiei ultrasonice".
5. * * * Proiect de standardizare CAER, tema 2.2102–72 : ,,Cusături sudate. Sistemul unificat de apreciere a defectelor îmbinărilor sudate cap la cap.
6. ISO/TC 44/SC 10/1973 : Summary of comments to the questionnaire concerning assessment of quality categories for butt welds and fillet welds", 1973.
8. * * * Instrucţiuni tehnice pentru stabilirea calităţii îmbinărilor sudate cap la cap controlate prin radiaţii X sau γ, la instalaţii mecanice sub presiune şi de ridicat C–20–70 (ISCIR).
9. * * * Instrucţiuni tehnice pentru aprecierea prin examinări ultrasonice a calităţii îmbinărilor sudate cap la cap, executate prin topire, CR 4–70 (ISCIR)
10. *Giurcăneanu Gr.* : ,,Norme de acceptibilitate la controlul nedistructiv al îmbinărilor sudate" IDT, Bucureşti, 1969.
11. *Müller E.A.W.* : Handbuch der zerstörungsfreien Materialprüfung R. Oldenburger-Verlag, München, 1965.

◆

CZ: 621.791.75.001.5

Cercetări asupra tehnologiei de sudare cu arc electric de impuls

ing. Nicolae **DAVID**
Institutul de sudură şi încercări de materiale (ISIM) – Timişoara

Introducere

Pentru realizarea unei îmbinări de calitate, un factor important îl constituie utilizarea unui ciclu termic adecvat. Astfel, cantitatea de energie necesară pentru topirea materialului de bază şi a metalului de adaos este mai mică decît energia necesară desprinderii picăturilor şi transferului lor prin arcul electric 1. De asemenea, pentru obţinerea unui transfer în picături fine este necesar să se mărească valoarea curentului care trece prin arcul electric (fig. 1) peste o valoare numită curent de tranziţie. Asemenea regimuri care realizează transferul metalului de adaos în picături fine pot fi utilizate la sudarea tablelor de grosime mai mare (peste 8 mm). Pentru obţinerea unui transfer în picături fine, necesar în cazul sudării tablelor subţiri, s-a propus utilizarea unui curent modulat, aşa cum este reprezentat în figura 2, unde se observă cum timp de t_b secunde curentul prin arcul electric are valoarea I_b, iar timp de t_i secunde curentul prin arcul electric are valoarea I_i. Frecvenţa impulsurilor este dată de relaţia :

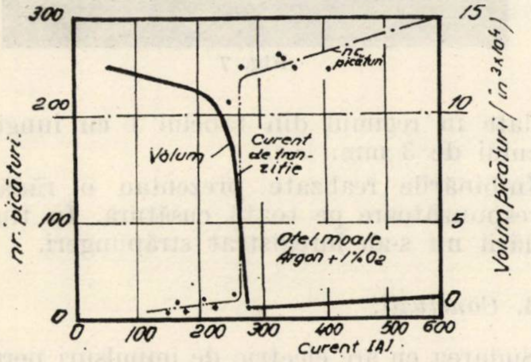


Fig. 1

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{t_i + t_p}\ [\text{Hz}]$$

În perioada curentului I_b, denumit curent de bază, are loc topirea marginilor tablelor şi deformarea unei picături de metal topit la vîrful electrodului. În perioada curentului de impuls I are loc desprinderea picăturii de metal topit şi accelerarea sa prin spaţiul arcului electric. În funcţie de momentul cînd are loc desprinderea picăturii vom obţine diverse viteze de deplasare a picăturii prin spaţiul arcului electric (fig. 3). Pentru a nu avea improşcări de metal este de dorit ca viteza picăturilor să nu depăşească 2 m/s. În cazul desprinderii picăturilor la amplitudinea impulsurilor, viteza poate avea valoarea de 5–8 m/s [2]. În cazul sudării cu arc electric de impulsuri, la fiecare impuls trebuie să treacă o singură picătură de metal. Cercetările efectuate au arătat că pentru sudarea cu arc electric de impulsuri frecvenţa superioară care poate fi folosită este de 180 Hz. Pentru nevoile practice o sursă cu frecvenţa de 50 şi 100 Hz acoperă o gamă largă de produse. Forma impulsurilor utilizate poate fi dreptunghiulară, sinusoidală sau triun-

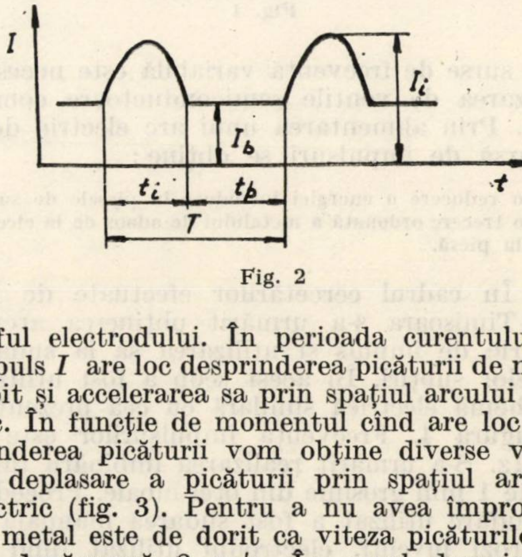


Fig. 2

ghiulară, forma lor depinzînd de metoda de obţinere a arcului de impulsuri.

În figura 4 se prezintă schema de principiu a unei surse de arc electric de impulsuri cu frecvenţa de 50 şi 100 Hz. Pentru obţinerea unei surse de frecvenţă variabilă este necesară utilizarea de ventile semiconductoare comandate. Prin alimentarea unui arc electric de la o sursă de impulsuri se obţine :

- o reducere a energiei introduse în piesele de sudat ;
- o trecere ordonată a metalului de adaos de la electrod la piesă.

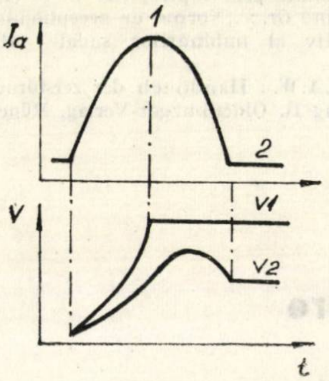


Fig. 3

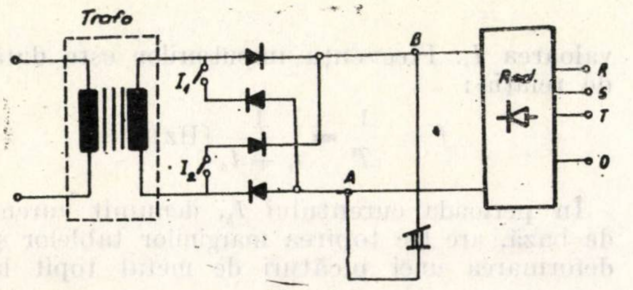


Fig. 4

2. În cadrul cercetărilor efectuate de I.S.I.M.-Timişoara s-a urmărit obţinerea arcului electric de impuls şi utilizarea sa la sudarea tablelor subţiri. În acest scop a fost utilizată o schemă electrică similară cu cea prezentată în figura 4. Frecvenţa impulsurilor este de 50 Hz. S-a urmărit realizarea îmbinării tablelor de 1 mm grosime din oţel moale. Procedeul de sudare utilizat a fost sudarea manuală cu electrozi înveliţi, electrodul utilizat fiind un electrod rutilic 48 T Super Extra, produs la „Industria sîrmei" – Cîmpia Turzii, cu diametrul de 2,5 mm.

Tablele de dimensiunea 100 × 200 mm au fost prinse într-un dispozitiv ca în figura 5. Rostul între table a fost stabilit la valoarea zero. S-au efectuat mai multe îmbinări, iar regimurile utilizate sînt prezentate în tabelul 1.

S-au efectuat o serie de îmbinări cu lungimea arcului de 1–2 mm. Cusătura obţinută era îngustă şi supraînălţată. Îmbinările realizate cu o lungime a arcului de aproximativ 3 mm aveau un cordon lat şi o supraînălţare de 1–1,5 mm.

În figura 6 este prezentată cusătura obţinută, iar în figura 7 rădăcina acestei cusături sudate în regimul din tabelul 1 cu lungimea arcului de 3 mm.

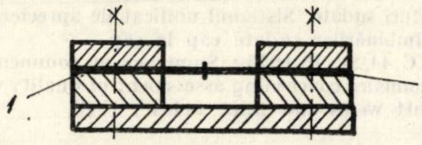


Fig. 5

Tabelul 1

U V	I_b A	I_i A	I_{ef} A	I_{med} A
20-21	13,3	58,5-61,2	29,2-30,6	26,2-28,2

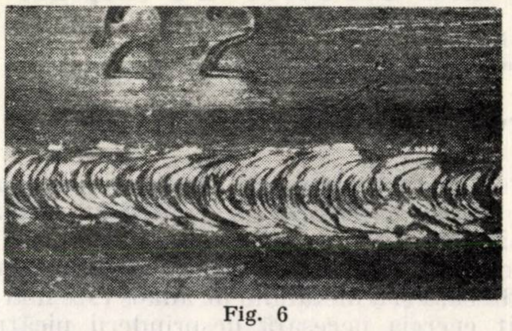


Fig. 6

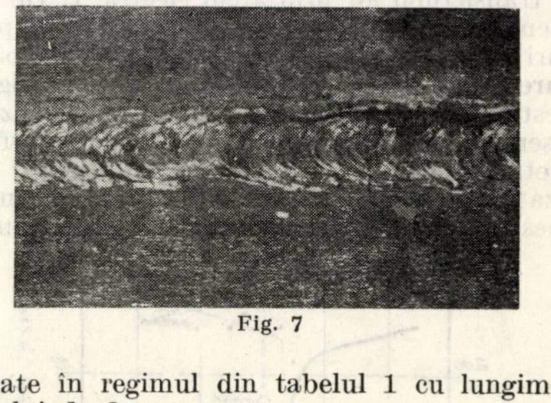


Fig. 7

Îmbinările realizate prezentau o rădăcină corespunzătoare pe toată cusătura. În timpul sudării nu s-au înregistrat străpungeri.

3. *Concluzii.*

Sudarea cu arc electric de impulsuri permite un dozaj optim al energiei introduse în baia de sudare. Astfel, procedeul de sudare cu arc electric de impulsuri este indicat în cazul sudării grosimilor mici de material de bază, al sudării unor oţeluri inoxidabile şi alte calităţi de materiale care necesită o cantitate de energie mică a arcului electric. De asemenea, procedeul este indicat în cazul sudării în poziţie.

Aplicarea procedeului de sudare cu arc electric de impulsuri conduce la:

— reducerea energiei introduse de arcul electric de sudare cu aproximativ 20%;

— deformări mai mici ale materialului de bază;

— reducerea coeficientului de stropire de la 11% la 6,5%;

— stabilitate superioară a arcului electric.

Alimentarea cu arc electric de impulsuri este aplicabilă unei game largi de procedee clasice şi constituie o îmbunătăţire a fiecărui procedeu în parte.

În cadrul cercetărilor efectuate la I.S.I.M. s-au obţinut îmbinări de calitate a tablelor de 1 mm grosime, cu toate că s-a utilizat un electrod de 2,5 mm diametru. Îmbinările s-au realizat fără susţinerea rădăcinii, materialul de bază neprezentînd deformaţii similare celor obţinute la sudarea în curent continuu.

BIBLIOGRAFIE

1. *Demara, P.* Etat actuel des application et des recherches en soudage concernant le procédé MIG pulsé. In: soudage et techniques connexes nr. 5–6, 1971.
2. *Budnek, N.M.* I drugi Osnovoe uslovie upravliaemovo perenosa metala pri impulsno dugovoi svarka plaviaşcimsia elektrodom. In: Svarocinoe proizvodstvo Nr. 4, 1968.
3. *Popovici, Vl., Sarlau, C., Negoiţescu, St.* Cercetări privind sudarea cu arc prin impulsuri în mediu de bioxid de carbon. Comunicările „Conferinţei de sudură şi încercări de metale privind probleme ale realizării şi controlului sudurilor", Timişoara, 6–7 septembrie, 1971.

CZ; 622.625.24.002.2

Flux tehnologic modernizat de fabricaţie a vagonetelor de mină

ing. T. DUMITRESCU, ing. D. CUZMANOVICI
Institutul de sudură şi încercări de materiale (ISIM) – Timişoara

În această lucrare se prezintă fluxul tehnologic modernizat de sudare-asamblare în flux continuu a vagonetelor miniere cuprinzînd operaţiile mecanice de sudare în vederea dezvoltării capacităţii de producţie şi ridicarea productivităţii muncii la aceste operaţii. Ţinînd seama de condiţiile de producţie de la Intreprinderea de utilaj minier — Criscior create prin trecerea de la un profil de ateliere de reparaţii de utilaj minier la o fabricaţie în serie a vagonetelor de mină, urmărind a realiza o producţie de circa 15 000 de bucăţi de vagoane pe an, a fost necesară o etapizare a fazelor de fabricaţie.

Analiza tehnologiei de fabricaţie aplicate a evidenţiat că în condiţiile preluării producţiei de la Intreprinderea de utilaj minier — Oraşul Dr. P. Groza, fără a fi asigurat timpul necesar pregătirii prealabile a fabricaţiei şi fără a dispune de dotarea tehnică necesară, Întreprinderea de utilaj minier Criscior a aplicat o tehnologie de fabricaţie provizorie caracterizată prin:

— imposibilitatea asigurării ritmicităţii în executarea diferitelor faze intermediare la montare şi sudare;

— executarea pieselor componente pe amplasamente improvizate;

— crearea de ştrangulări ale fluxului la operaţiile de sudare şi transport interoperaţional (fig. 1).

Ţinînd seama de aceasta s-a elaborat în prima fază de modernizare o tehnologie de fabricaţie urmărind integrarea treptată a operaţiilor mecanizate de sudare în ciclul de fabricaţie, pentru a nu stingheri realizarea planului de producţie. Analizînd posibilităţile existente în prima etapă s-a propus modificarea amplasării utilajelor şi modificarea spaţiilor de legătură dintre hale, cu scopul descongestionării spaţiilor productive şi asigurarea unui flux continuu de fabricaţie. După studierea îmbinărilor sudate ce compun vagonetul, acestea s-au clasificat şi sistematizat în vederea adoptării mai uşoare a celor mai adecvate procedee de sudare. S-au stabilit fazele principale ale asamblării vagonetelor, numărul posturilor de lucru pentru executarea fiecărei faze de fabricaţie, dispozitivele şi instalaţiile de sudare necesare pentru echiparea fiecărui post de lucru.

Din lipsă de echipament mecanizat de sudare, sudurile preconizate în cadrul fluxului tehnologic de fabricaţie propus (fig. 2), s-a indicat să fie executate prin sudare electrică manuală cu electrozi înveliţi.

Eficienţa economică a aplicării fluxului tehnologic modernizat în faza I s-a materializat în următoarele:

— mărirea producţiei pînă la capacitatea proiectată;

— economii prin reducerea regiei de fabricaţie, realizate pe aceleaşi spaţii productive;

— creşterea productivităţii muncii prin aplicarea fluxului tehnologic propus, menţinînd acelaşi număr de cadre productive.

Fluxul tehnologic de fabricaţie propus pentru faza a II-a se bazează pe amplasarea judicioasă a posturilor de lucru într-o linie de asamblare a reperelor care se unește cu asamblarea șasiului într-un post de asamblare generală (fig. 3).

S-a ținut seama în elaborarea fluxului modernizat de principalele aspecte ale producției în flux :

— defalcarea detaliată a procesului de fabricație în operații și fixarea unei operații determinate pentru fiecare post de lucru ;

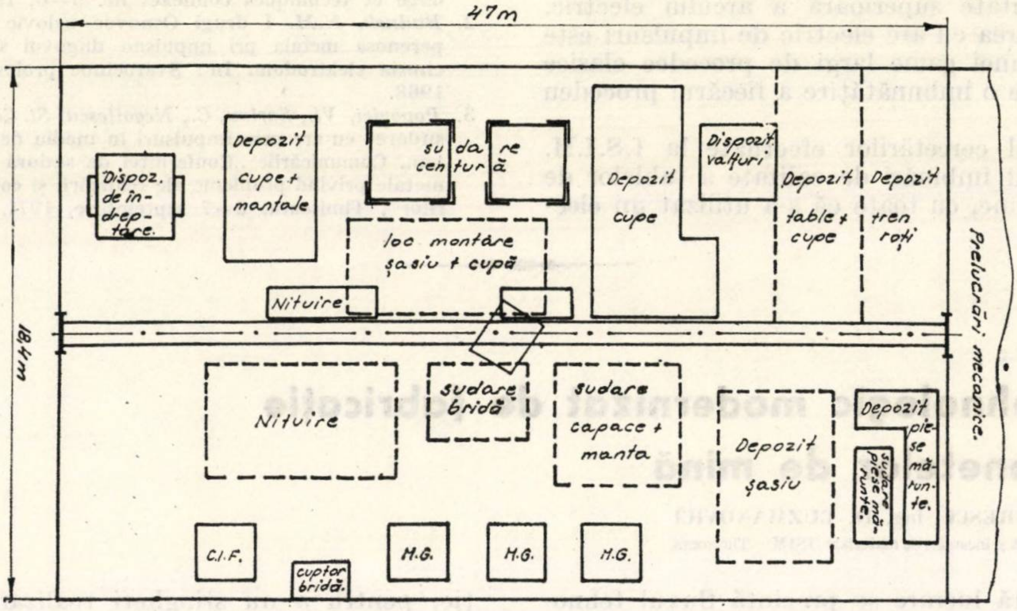

47m
18,4m
Dispoz. de îndreptare.
Depozit cupe + mantale
sudare centură
Dispozit valțuri
Depozit cupe
Depozit table + cupe
Depozit tren roți
loc montare șasiu + cupă
Nituire
Prelucrări mecanice.
Nituire
sudare bridă
sudare capace + manta
Depozit șasiu
Depozit piese mărunte.
Sudare piese mărunte.
C.I.F.
cuptor bridă.
H.G.
H.G.
H.G.

Fig. 1

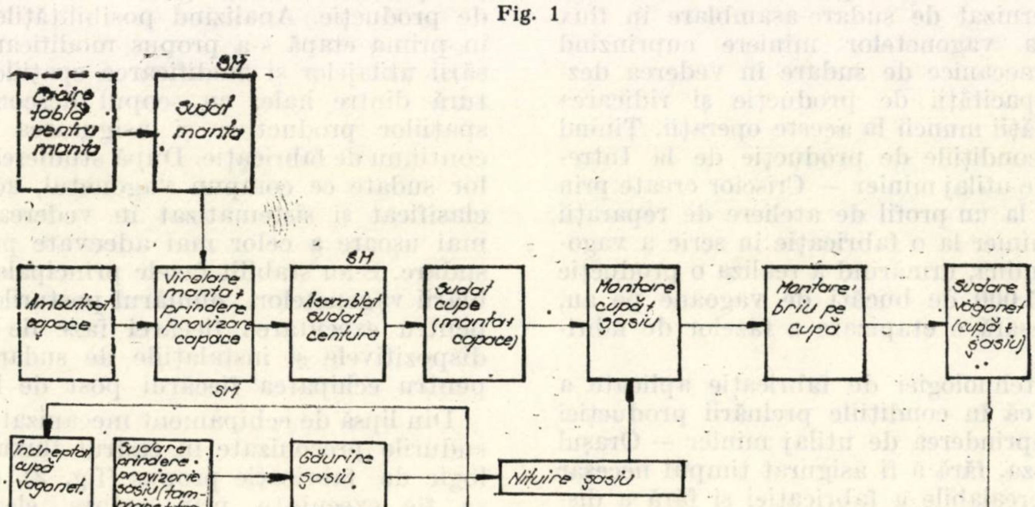

SM
Croire tablă pentru manta
Sudat manta
SM
Ambutisat capace
Virolare manta + prindere provizorie capace
Asamblat sudat centura
Sudat cupe (manta + capace)
Montare cupă + șasiu
Montare brîu pe cupă
Sudare vagonet (cupă + șasiu)
SM
Îndreptat cupă vagonet.
Sudare prindere provizorie șasiu (tampoane + traverse)
Găurire șasiu
Nituire șasiu
Nituire tren roți
Spre vopsire

Fig. 2

— aranjarea posturilor de lucru în ordinea succesiunii operațiilor din fluxul tehnologic, fixînd posturile de lucru în așa fel încît să se micșoreze cît mai mult drumul parcurs al pieselor interfaze, micșorînd durata ciclului de fabricație ;

— sincronizarea operațiilor și stabilirea unui ritm reglementat al mișcării produsului ; timpii de muncă la toate locurile de muncă ale liniilor de producție se potrivesc în așa fel încît să fie egali între ei sau multipli ai aceluiași timp minim ;

— introducerea controlului tehnic între operații în special la operațiile inițiale, cu scopul stabilirii imediate a greșelilor, pentru corectarea lor și prevenirea rebuturilor.

Pentru defalcarea detaliată a procesului de producție în operații și amenajarea posturilor de lucru conform fluxului stabilit s-au fixat și precizat :

— operațiile de sudare-asamblare ce urmează să se execute mecanizat, respectiv prin sudare semiautomată în mediu protector de CO_2 și sudare automată sub flux protector, cu tehnologii de lucru la posturile de sudare mecanizată ;

— înlocuirea îmbinărilor nituite prin îmbinări sudate, fiind stabilită tehnologia de sudare electrică manuală cu electrozi înveliți (de tip Superbaz), a tampoanelor din (0T45) cu longeroanele din OL37 care alcătuiesc șasiul vagonetului.

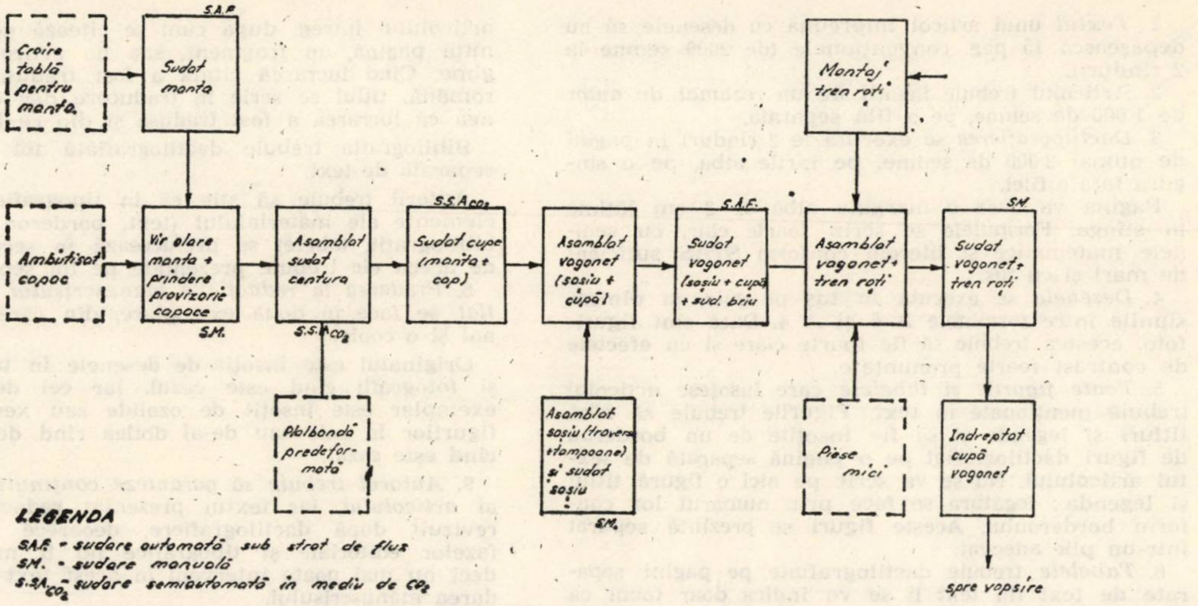

S.A.F.
Croire tablă pentru manta.
Sudat manta
S.S.A$_{CO_2}$
Ambutisat capac
Virolare manta + prindere provizorie capace
S.M.
Asamblat sudat centura
Sudat cupe (manta + cap)
S.S.A$_{CO_2}$
Platbandă predeformată
Asamblat vagonet (șasiu + cupă)
S.A.F.
Sudat vagonet (șasiu + cupă + sud. brîu
Montaj tren roți
Asamblat vagonet + tren roți
S.M.
Sudat vagonet + tren roți
Asamblat șasiu (travers + tampoane) și sudat șasiu
S.M.
Piese mici
Îndreptat cupă vagonet
spre vopsire
LEGENDA
S.A.F. = sudare automată sub strat de flux
S.M. = sudare manuală
S.S.A$_{CO_2}$ = sudare semiautomată în mediu de CO_2

Fig. 3

Prin realizarea îmbinării sudate a șasiului se înlătură o serie de dezavantaje ca :

— operații auxiliare lungi și dificile care lungesc timpul de asamblare, necesitînd poziționări, prinderi provizorii prin sudare, găuriri, încălzirea niturilor, nituire) ;

— probleme de aglomerare la transport interfaze ;

— probleme de protecția muncii ;

— zgomot mare în toată hala de fabricație.

În cadrul modernizării tehnologiei de asamblare — sudare au fost indicate și proiectate dispozitivele necesare sudării mecanizate, care ușurează executarea operației de sudare a reperelor, permit o mai bună accesibilitate a sudorului la îmbinarea de executat și realizează o poziționare corectă a reperelor în vederea realizării asamblării prin sudare a subansamblurilor.

Pentru asigurarea unui flux continuu de fabricație, eliminînd posibilitatea strangulării fluxului de fabricație, s-a propus și practicarea unor deschideri în peretele lateral al halei pentru asigurarea ritmicității aprovizionării cu repere cît și pentru dirijarea vagonetelor finisate după operația de calibrare și îndreptare spre punctul de vopsire pe un traseu cît mai scurt.

S-a indicat folosirea căilor de role pentru transportul interfazic, precum și montarea unui pod rulant suplimentar și a unor macarale cu braț constant al sarcinii, pentru operația de deplasare și montare a reperelor la dispozitive.

Pentru evidențierea efectelor economice obținute ca urmare a adoptării tehnologiei de sudare modernizate prin operații mecanizate de sudare și înlocuirea îmbinărilor nituite prin îmbinări sudate, s-a adoptat un calcul economic avînd la bază diferențele în prețul de cost și fișele tehnologice desfășurătoare în variantele propuse.

Pentru producția de 15 000 de bucăți de vagonete pe an va rezulta o economie la prețul de cost de peste 1 500 000 de lei cu creșterea productivității de peste 57 %.

◆

CONDIŢII DE PREZENTARE A MANUSCRISELOR PENTRU REVISTA „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI"

1. *Textul* unui articol împreună cu desenele să nu depăşească 15 pag. convenţionale (de 2000 semne la 2 rînduri).

2. Articolul trebuie însoţit de un *rezumat de autor* de 1 000 de semne, pe o filă separată.

3. *Dactilografierea* se execută la 2 rînduri în pagini de numai 2 000 de semne, pe hîrtie albă, pe o singură faţă a filei.

Pagina va avea o margine albă de 3 cm lăţime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice şi literele conform STAS suficient de mari şi cu tuş.

4. *Desenele* se execută în tuş pe calc, la dimensiunile între formatele A 6 şi A 4. Dacă sînt figuri-foto, acestea trebuie să fie foarte clare şi cu efectele de contrast foarte pronunţate.

5. *Toate figurile şi tabelele* care însoţesc articolul trebuie menţionate în text. Figurile trebuie să aibă titluri şi legende şi să fie însoţite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul şi legenda ; legătura se face prin numărul lor conform borderoului. Aceste figuri se prezintă separat într-un plic adecvat.

6. *Tabelele* trebuie dactilografiate pe pagini separate de text (în text li se va indica doar locul ca şi pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

7. *Bibligorafia* trebuie prezentată conform STAS nr. 6158—60 şi anume :

Cărţi : numele autorului, iniţiala prenumelui autorului, titlul cărţii (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în limba română), numărul ediţiei în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima şi ultima pagină a fragmentului.

Periodice : numele autorului, iniţiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în limba română), titlul periodicului precedat de cuvînt „In", numărul volumului sau anul de apariţie (în cifre arabe), numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima şi ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum se citează doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în limba română, titlul se scrie în traducere dar cu menţiunea că lucrarea a fost tradusă şi din ce limbă.

Bibliografia trebuie dactilografiată tot pe pagină separată de text.

Autorii trebuie să ştie că în tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secţii diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

8. *Predarea la redacţie a manuscrisului dactilografiat* se face în două exemplare, din care un original şi o copie.

Originalul este însoţit de desenele în tuş pe calc şi fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoţit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de-al doilea rînd de fotografii cînd este cazul.

9. *Autorul trebuie să garanteze conţinutul ştiinţific al articolului,* iar textul prezentat redacţiei să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale şi tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

10. *Conform regulilor editoriale* manuscrisele şi figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

11. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacţia revistei „Construcţia de Maşini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI GRELE.

Redacţia revistei „Construcţia de Maşini" Calea Victoriei nr. 133, sector 1, Bucureşti.

12. Orice *informaţie şi referinţe* se pot obţine la telefoanele : 50.31.30 (direct) şi 50.40.90 sau 50.50.25 int. 253 sau 274. *Redactori :* Rodica Moldoveanu şi Şerban Teodorescu.

◆

ABONAȚI-VĂ
la presă
CONSTRUCȚIA
DE MAȘINI

ROMANIAN INTERNATIONAL ADVERTISING COMPANY
PUBLICOM

In the Romanian Market there is a powerful competition between foreign firms wishing to sell their goods.

DO YOU WISH TO SELL IN ROMANIA ?

Then in the first place, INFORM the people that make the very proposals for the import plans
— THE END—USERS—of the import products!

HOW? WHEN? BY WHICH MEANS? IN WHICH FORMS ?

PUBLICOM

Romanian International Advertising Agency • Bucharest • 22, N. Bălcescu Blvd. • Cables: PUBLICOM, Telex 374, Telephon: 139883

is an agency specialized in the problems of the Romanian market, which by examining your offer can recommend you and execute for you the most efficient advertising under the specific conditions in the Romanian market.

- staging of specialized and branch exhibition followed or not by technical demonstration.
- organization of technical lectures with or without display of samples, film shows and projection of slides, studies of offers and selection of end-users, invitation to conference and lectures.
- interpreters and demonstrations.
- printing of catalogues, prospectuses, folders, leaflets posters, offers and invitations etc.
- translation and duplication of texts
- publicity in Romanian dailies and periodicals the specialized press included.
- publicity over the radio and television services and through the cinema.
- business cocktail parties
- photo publicity services
- billposting and boardposting in the streets, stadiums, sports halls, airports and public vehicles, in health and holiday resorts.
- illuminated signs

PUBLICOM — your publicity counsellor in the Romanian market.

MICMG. DGTI

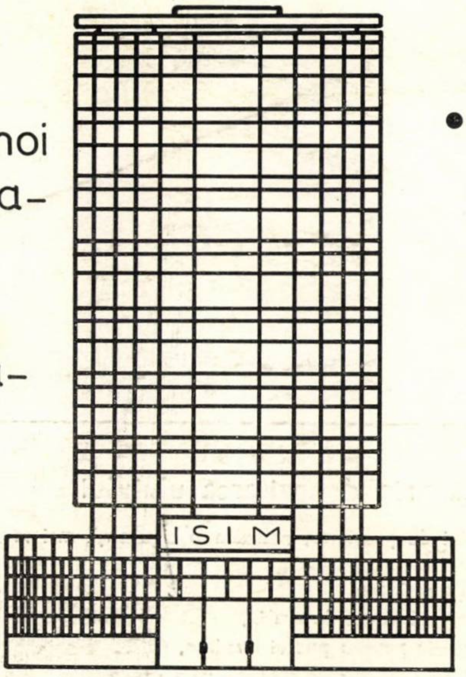
ISIM

INSTITUTUL DE SUDURĂ ȘI INCERCĂRI DE MATERIALE

TIMIȘOARA

EFECTUEAZĂ PE BAZĂ DE CONTRACTE STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND:

- tăierea și sudarea cu plasmă
- elaborarea de noi materiale de sudare
- încercările mecanice și controlul nedistructiv al materialelor și structurilor sudate



- tehnologii de sudare, metalizare și încărcare a metalelor
- proiectarea și realizarea de prototipuri pentru:
  - echipamente universale și specializate pentru sudare și tăiere
  - dispozitive pentru sudare
  - aparate și dispozitive pentru control

EFECTUEAZĂ:
- omologări
- elaborări și avizări de acte normative
- consulting și expertize
- analize electroextensometrice

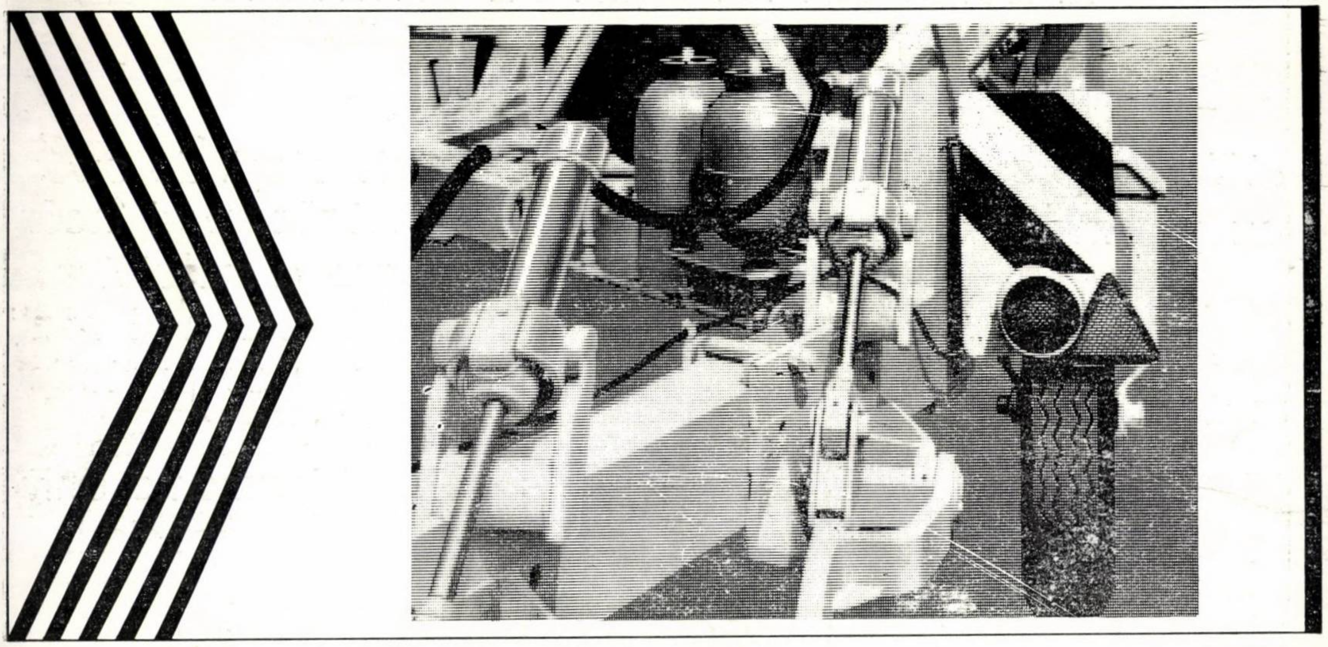
ACORDĂ:
- asistență tehnică privind execuția și punerea în funcțiune a instalațiilor de sudare și control

ORGANIZEAZĂ:
- cursuri de calificare și specializare.

ISIM Timișoara • Bv. Mihai Viteazu 30 • ☎ 961.15470

Forţa de ridicare e puternică şi durabilă!

Ridicarea, coborîrea şi prinderea sigură a unor greutăţi mari cer o încredere deplină în precizia tehnică şi în siguranţa constructivă. **Cilindrii fabricaţi de întreprinderea ORSTA-Hydraulik corespund acestor cerinţe.** În afară de aceasta, asigură o lungă durată în exploatare a pistoanelor prin calitatea superioară a materialului. Prelucrarea exactă a pieselor perechi cu alunecare şi etanşările eficiente îmbunătăţesc calitatea. Cilindrii motori „ORSTA" sînt standardizaţi. Există cilindri cu un efect simplu şi cu un efect dublu, cu sau fără frînare la poziţia finală, cu sau fără tijă la piston. Relaţiile suprafeţei pistonului calculate în mod exact garantează diferite lungimi de cursă, corespunzătoare cerinţelor practice (mărimi nominale de 32—200, lungimi ale cursei de 25—3200 mm).



Presiune constantă prin depozitarea uleiului

Prin depozitarea lichidului de presiune, realizăm o siguranţă mai mare în circuitele hidraulice, garantînd ;

- o presiune constantă de reţinere,
- un debit de ulei de rezervă în caz de avarie,
- un debit de ulei accesoriu pentru puteri maxime,
- o reducere a loviturii de berbec şi o amortizare a oscilaţiilor.

Oferta noastră

- Rezervoare pentru lichidul de presiune „ORSTA" cu o presiune nominală de 16 MN/m^2 şi cu mărimile nominale de 1 ; 2 ; 5 ; 6, 3 ; 10 şi 25 dm^3
- Dispozitiv de umplere „ORSTA", rezervoare pentru lichidul de presiune „ORSTA" cu o butelie de gaze conectată ulterior. La cerere vă trimitem materialul nostru de informare sub numărul de comandă : ORSTA 104/2/75

Exportator :

ORSTA hydraulik

VEB Kombinat ORSTA-Hydraulik
DDR — 701 Leipzig
Dr. Kurt-Fischer-Strasse33

TechnoCommerz GmbH

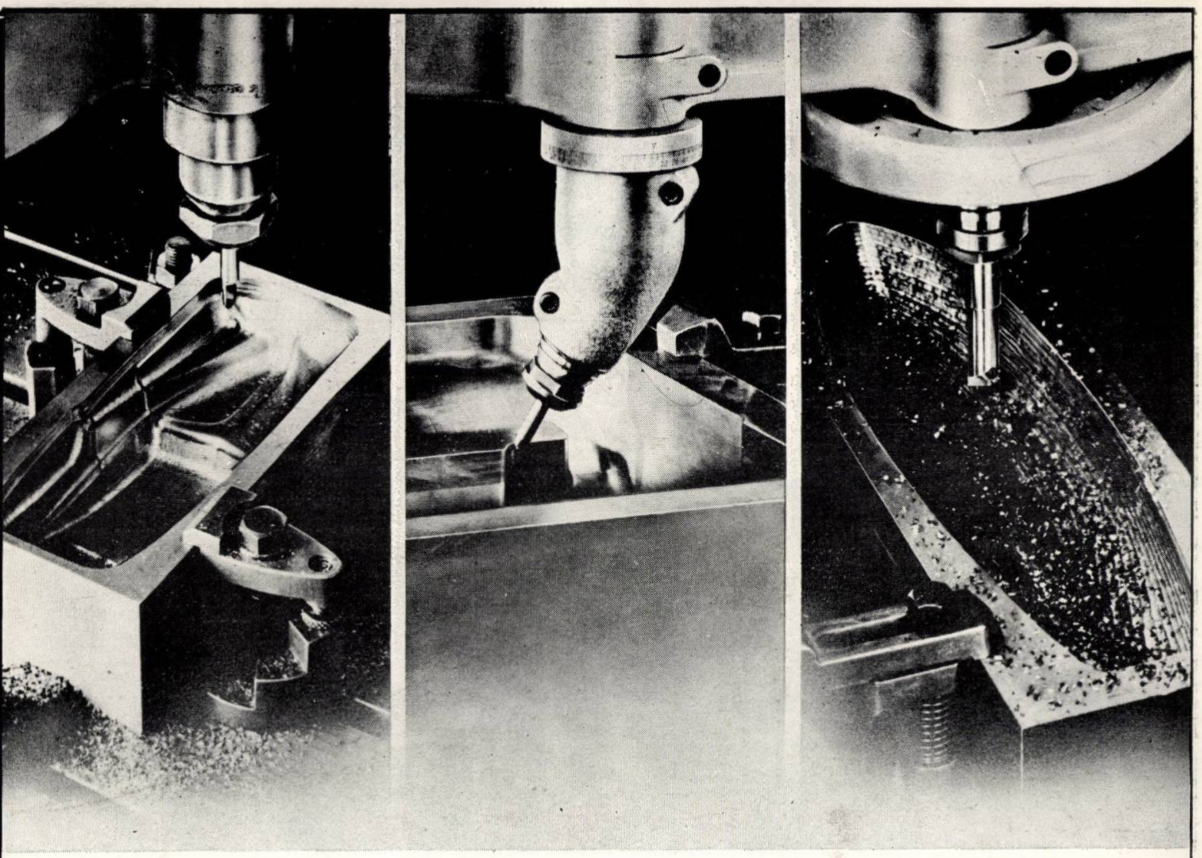
DDR — 108 Berlin
Johannes-Dieckmann-Strasse 11/13

Secţia Comercială a Ambasadei R.D.G.
în R.S.R.
TKB Technocommerz
Bucureşti — Drumul Taberei
Str. Compozitorilor 30, Scara 1

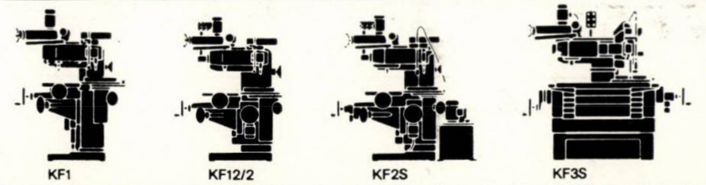
ORSTA-Hydraulik vă oferă soluţionarea justă a multor probleme

---

PUBLICOM



KF ca,



Copiată Fineță

Apropo:
Nicăeri, în nici-o țară nu există vreun producător licenziat pentru mașini Deckel!
Mașini Deckel fabricăm numai noi!

5 rum

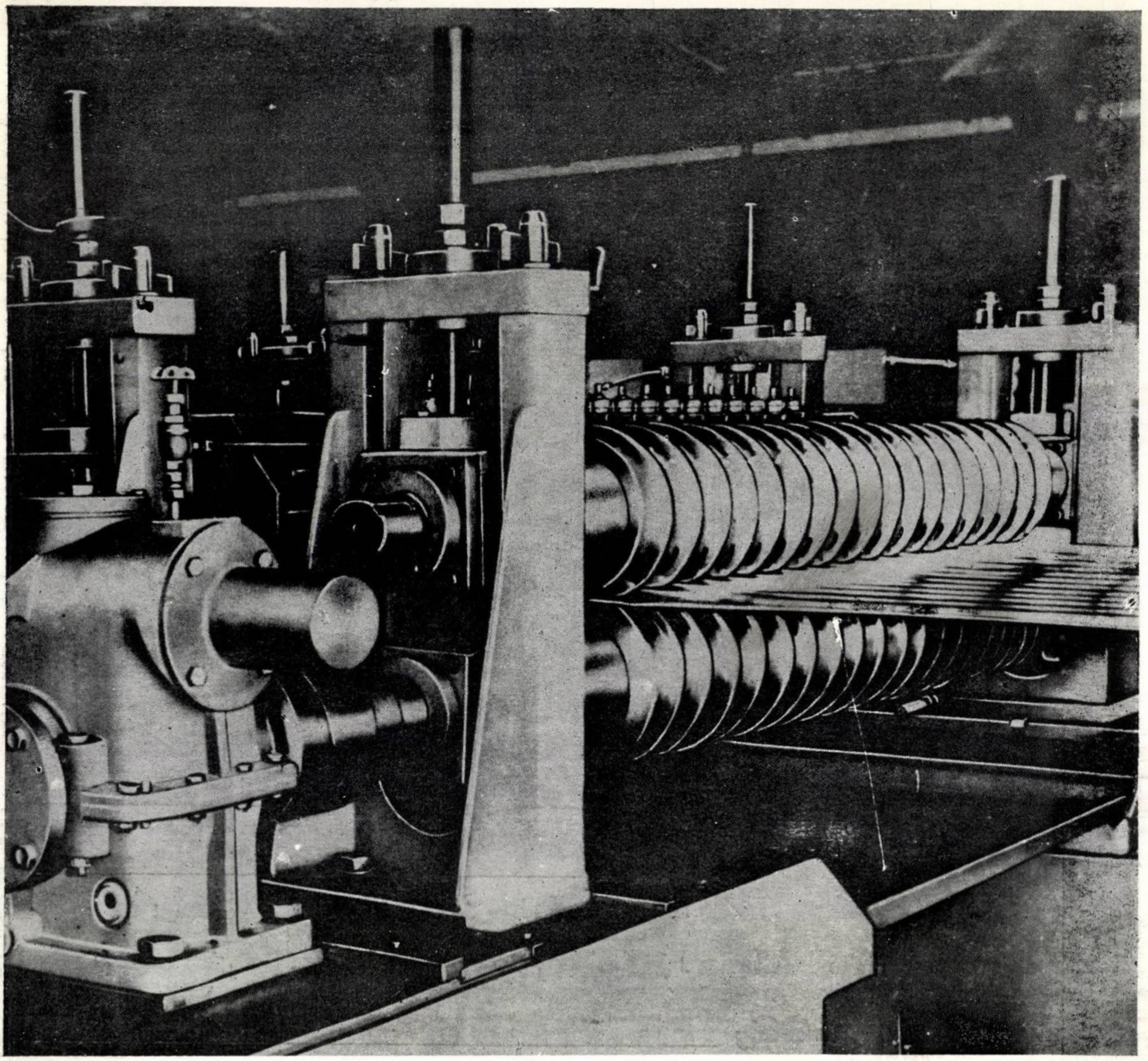
Nici o problemă, dacă executați dispozitive de presare, matrițe sau alte prototipuri de modelat - ori utilizați metale, mase plastice sau ori ce alt material, sau lucrați unicate pe o singură parte ori pe ambele părți ale axei de simetrie prin metoda "în oglindă", ori că micșorați sau măriți! Nici o problemă, dacă aveți de prelucrat piese de volum mic sau gabarite mari, forme plate sau adînc reliefate, ondulate sau despicate!
Mașinile Deckel KF, în sisteme variate de subansamble tipizate, vă oferă toate posibilitățile de frezare prin copiere în regimuri tehnico-economice eficiente și în ori ce grad de finețe!
Mașinile Deckel KF vă asigură o precizie desăvîrșită la frezarea prin copiere -o precizie care se concretizează printrun finisaj impecabil al suprafețelor - o precizie excepțională ce reprezintă amprenta calității pentru producția Dvs.

Precizia impecabilă pentru piese de ori ce formă, unită cu o maniabilitate excepțională și o proverbială durabilitate în exploatare, plasează mașinile Deckel în categoria noțiunilor de valoare. Mașinile Deckel funcționează în 95 țări ale lumii, secundate și îngrijite de specialiști încercați.

Intrebati odată în cercurile de specialitate despre Deckel. Sau - și mai bine - intrebați-ne pe noi!

DECKEL

Friedrich Deckel Aktiengesellschaft
D-8 München 70 / BRD, Plinganserstr. 150



Instalaţiile noastre de mare randament sînt profilate pentru profile de diferite forme de bază.

Ele permit modelarea continuă şi progresivă a benzilor şi foilor de tablă, sub forma de profile pentru construcţii uşoare, folosite din ce în ce mai mult în special în industria construcţiilor.

Maşinile utilizate în instalaţiile noastre sînt proiectate ca elemente în serie, oferind astfel avantajele sistemului de construcţie modular.

Aceste instalaţii se disting de asemenea prin :

- reglare electrică continuă a vitezei de lucru
- reglare maximă a înălţimii şi aşezare pe rulmenţi a axurilor de profilare
- posibilitate rapidă şi simplă de înlocuire a sculelor
- construcţie robustă a cajelor de profilat şi a acţionărilor.

Adresaţi-vă în scris firmei noastre : vă stăm întotdeauna cu plăcere la dispoziţie cu consultaţii în ce priveşte alegerea celei mai adecvate instalaţii de profilare.

SKET

VEB SCHWERMASCHINENBAU-KOMBINAT ›ERNST THÄLMANN‹ MAGDEBURG

DDR - 3011 Magdeburg

Exportator : INVEST EXPORT
Volkseigener Aussenhandelsbetrieb der Deutschen Demokratischen Republik
DDR-108 Berlin, Johannes—Dieckman—Strasse 7—9

Informaţii : Ambasada R.D.G. din R. S. România. Secţia comercială
TKB INVEST EXPORT
BUCUREŞTI 59. Str. Compozitorilor nr. 30, Sc. A

PUBLICOM

MACHINOEXPORT

Strung revolver automat ACR — 200

BULGARIE

MACHINOEXPORT

Strungul se folosește la prelucrarea automată de mare productivitate a pieselor, începînd cu barele calibrate sau nu, cu diametrul de 40 mm, precum și a pieselor prelucrate preliminar, cu diametrul de 20—85 mm și lungime de 20—155 mm. Prin prelucrarea semiautomată dimensiunile părților prelucrate sînt determinate de parametrii geometrici ai mașinii.

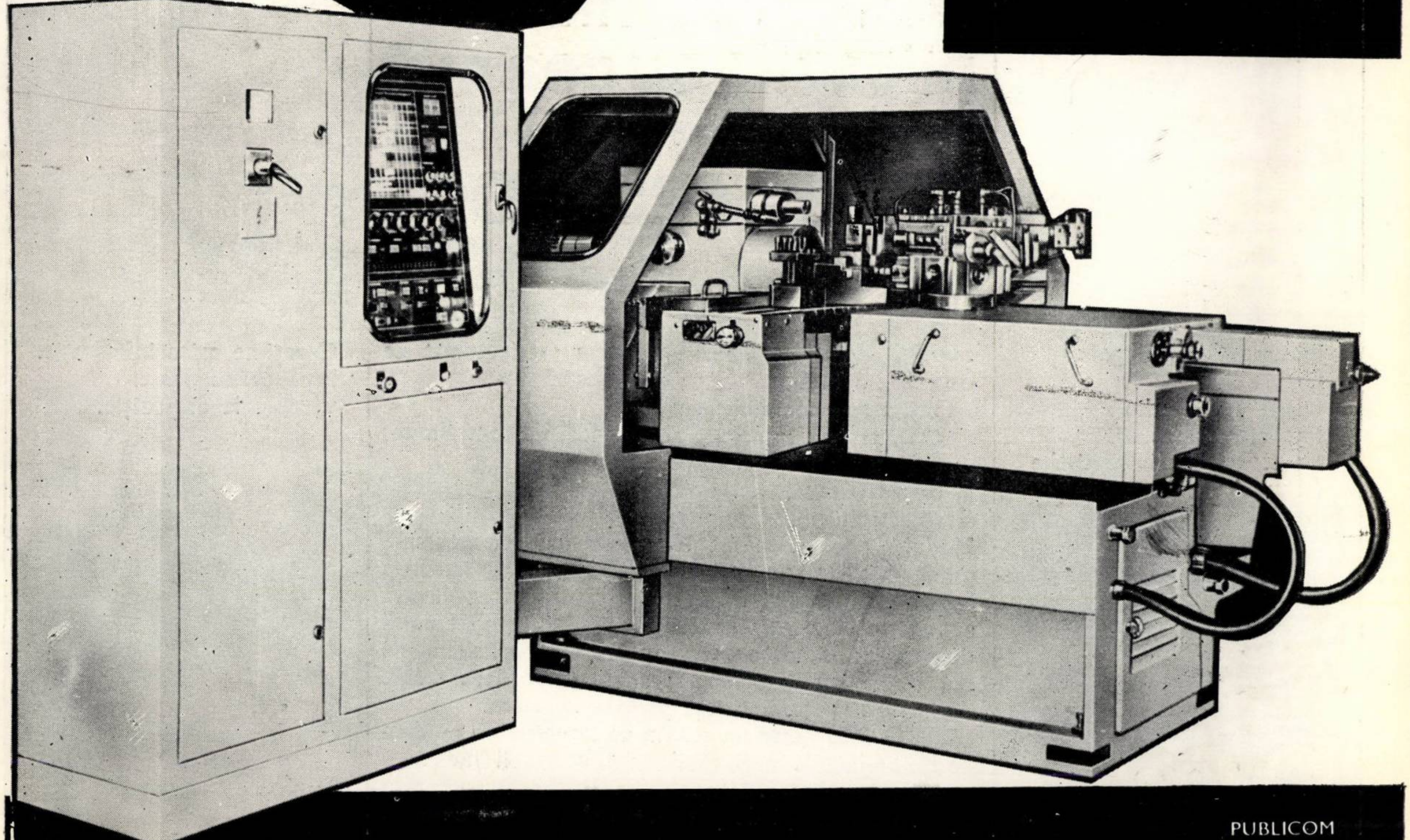
Comanda cu program prin afișare a cotelor se realizează cu ajutorul semiconductoarelor și prezintă o mare siguranță în exploatare.

ACR—200 este o mașină modernă cu mari posibilități tehnologice și o mare precizie de prelucrare. Este prevăzută cu un set complet de scule și accesorii suplimentare.

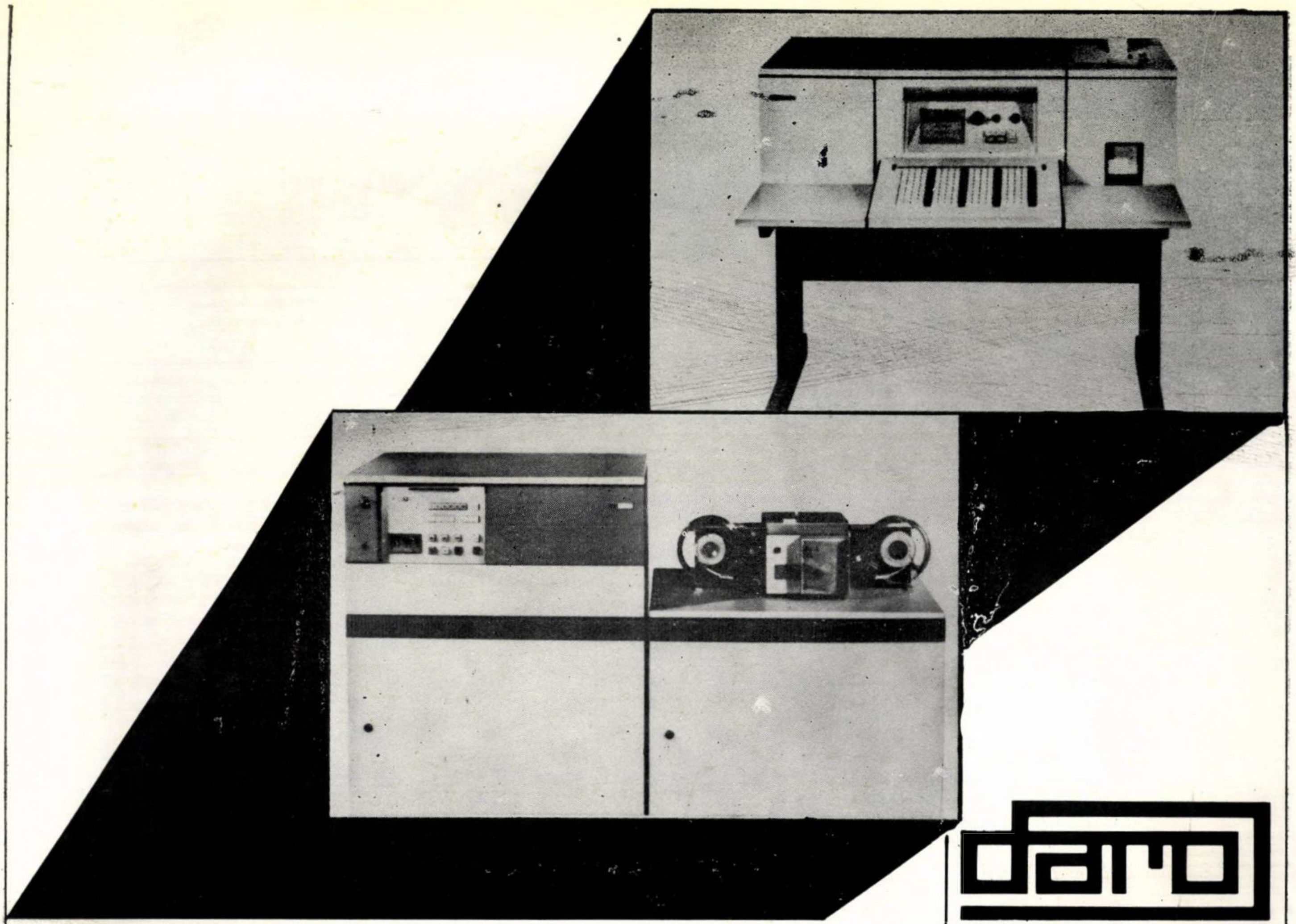
Diametrul maxim de prelucrare:	
— deasupra căruciorului transversal	220 mm
— deasupra bancului de lucru	400 mm
Cursa longitudinală a căruciorului cu cap revolver	450 mm
Cursa căruciorului transversal	±100 mm
Precizia de copiere	0,05 mm

Exportator :

MACHINOEXPORT — S.A.R.L
Sofia, str. Aksakov nr. 5
Tel : 88.53.21
Telex : 22 425
Telegrame : MACHINOEXPORT — Sofia



PUBLICOM



daro 1600

"Dacă vreţi să obţineţi date tehnice aplicabile cu cea mai mare eficienţă, folosiţi "DARO 1600"

Büromaschinen-Export
GmbH Berlin
DDR - 108 Berlin
Friedrichstrasse 61
Deutsche Demokratische
Republik

bme

„DARO 1600" înseamnă un sistem semiautomat de obţinere a datelor, cu multiple posibilităţi.

Părţile sale componente :

- Unităţi de întrebare şi comandă, descentralizate;
- Locuri de înregistrare a datelor;
- Imprimantă;
- Instalaţii de transmitere.

Modul său de lucru : înregistrare manuală sau automată a informaţiilor numerice sau alfanumerice, în imediata apropiere a locului de apariţie (transmiterea directă a informaţiilor introduse într-o instalaţie electronică de prelucrare a datelor, datorită prelucrării simultane sau succesive). Imprimanta poate imbordera datele de intrare precum şi afişa pe cele de ieşire.

„DARO 1600" este un sistem de înregistrare de date de tip on-line de mare randament, utilizabil în diferite sisteme de aplicare. El poate fi cuplat direct cu multe tipuri de instalaţii de prelucrare electronice de date.

Cereţi-ne orice informaţie.
Prospectele noastre
vă stau la dispoziţie.

PUBLICOM

Hüller

De la planificare pînă la piesa finită

Hüller găsește soluția pentru orice problemă privind finisarea. Utilizați vasta noastră experiență și cunoștințele noastre multiple în construcția mașinilor-unelte.

Pentru serii mari :

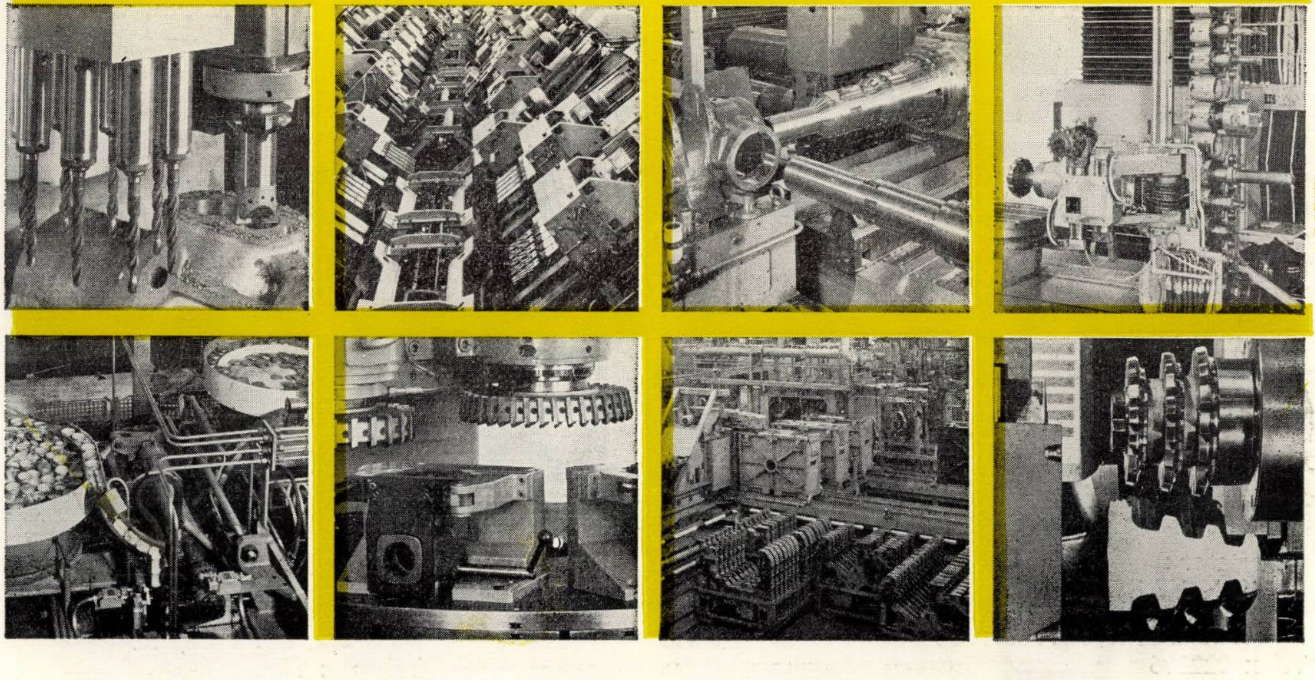
căi de transfer,
mașini speciale,
mașini pentru montaje,
căi de montaj
asamblate din unități de construcție normate.

Pentru serii mici și mijlocii :

centre de prelucrare comandate numeric,
mașini standard.

Karl Hüller GmbH Fabrică de mașini-unelte
D-7140 Ludwigsburg NRF
Căsuța poștală 540
R.F.G.

Biroul technic de legătură
Firma COMEX, București, Str. Brezoianu 38, tel. : 13 78 56



balkancar

TRADIȚIE ȘI CONTEMPORANEITATE

Transportarea
Stivuirea
Înmagazinarea

Cu Balkancar
un sistem nou de utilizare a depozitului

Electrocare stivuitoare la mare înălțime, stivuitoare la mare înălțime cu extensiune longitudinală a dispozitivului de ridicat, electrocare stivuitoare la mică înălțime, cu platformă și autobasculante, remorchere cu remorci.

Exportator :
BALKANCARIMPEX

BULGARIA. Sofia, str. Alabin 56
Telex 022386

REPREZENTANTA COMERCIALĂ BULGARĂ
București, str. Galați 32
Telefon : 11.20.87

PUBLICOM

E 3279

R

REFERALVA

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

59

6

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXVII • nr. 6 • IUNIE 1975

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI GRELE

EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI GRELE

ANUL XXVII Nr. 6, IUNIE 1975

CUPRINS

Petrescu, N. — **Preocupări pentru dezvoltarea industriei constructoare de autovehicule şi tractoare din România** — 237

CERCETĂRI ÎN DOMENIUL AUTOVEHICULELOR ŞI TRACTOARELOR

(Comunicări prezentate la sesiunea organizată cu ocazia celei de-a XXX-a aniversări a eliberării patriei şi celui de-al XI-lea Congres al P.C.R. de Institutul de cercetare şi proiectare pentru autovehicule şi tractoare (I.C.P.A.T. — Braşov).

Linte, N., Bucur, C. — **Contribuţii privind influenţa carburaţiei asupra corelaţiei economicitate-elasticitatea la motoarele destinate autovehiculelor** — 238

Tiu, Gh., Doinaru, L. — **Modernizarea şi diversificarea aparaturii de injecţie pentru motoare diesel, produse de MEFIN—Sinaia** — 241

Popescu, S. — **Modelarea transmisiei autovehiculelor în vederea studiului pe calculatoare a fenomenelor dinamice** — 247

Miulescu, P. — **Asupra elasticităţii danturii angrenajelor cilindrice cu dinţi drepţi cu profil evolventic.** — 251

Zamfirescu, M., Roşală, Fl., Seitz, N. — **Cercetări experimentale efectuate asupra mecanismelor şi aparatelor de frînare în condiţii de laborator** — 261

Giurcă, O., Vasu, O. — **Aspecte ale studiului spectrului de vibraţii al autovehiculelor, corelat cu dinamica scaunului (la autocamioane)** — 265

Tecuşan, N. — **Oportunitatea reanalizării numărului treptelor de viteze la tractoarele pe şenile** — 268

Stanciu, I. — **Regimul termic al ambreiajelor cu frecare, răcite cu ulei (la transmisiile utilajelor de construcţie)** — 273

Ţeposu, D. — **Consideraţii privind alegerea sistemului de comandă a convertorului de curent continuu în schemele de acţionare a motorului electric de tracţiune pentru automobilul electric** — 275

Abăitancei, D. — **Particularităţile echilibrării motorului cu patru cilindri în V** — 282

Seitz, N., Beşliu, S., Kapitany, L. — **Comportarea autobasculantelor la stabilitate laterală** — 285

Petrescu, N. — **Metodă pentru măsurarea eforturilor în transmisiile maşinilor terasiere în regim tranzitoriu** — 290

Bejan, C. — **Corelarea duratelor de funcţionare ale subansamblurilor autovehiculelor. Aspecte ale corelaţiei la autocamioanele SR 113** — 293

Revista apare sub îndrumarea

Consiliului ştiinţific al Institutului central de cercetări pentru construcţiile de maşini.

Redactor : Rodica Moldoveanu

SUMAR

CZ ; 629.113 ; 621.43(R)

Petrescu, N : **Preocupări pentru dezvoltarea industriei constructoare de autovehicule şi tractoare din România.**

Construcţia de maşini, 27(1975), nr. 6, p. 237

CZ ; 621.431.73.018.3

Linte, N. ; *Bucur, C.* : **Contribuţii privind influenţa carburaţiei asupra corelaţiei economicitate — elasticitate la motoarele destinate autovehiculelor.**

Construcţia de maşini, 27 (1975) nr. 6, p. 238

CZ ; 621.436.038(498)

Tiu, Gh. ; *Doinaru, L.* : **Modernizarea şi diversificarea aparaturii de injecţie pentru motoare diesel, produse de MEFIN — Sinaia.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 241

CZ ; 629.113—585.001.57 ; 681.332

Popescu, S. : **Modelarea transmisiei autovehiculelor în vederea studiului pe calculatoare a fenomenelor dinamice.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 247

CZ ; 621.833.1.01 ; 539.3

Miulescu, P. : **Asupra elasticităţii danturii angrenajelor cilindrice cu dinţi drepţi cu profil evolventic.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 251

CZ ; 621—592.001.5

Zamfirescu, M. ; *Paşală, Fl.* ; *Seitz, N.* : **Cercetări experimentale efectuate asupra mecanismelor şi aparatelor de frînare în condiţii de laborator.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 261

CZ ; 629.114.4—752.001.5

Giurcă, O. ; *Vasu, O.* : **Aspecte ale studiului spectrului de vibraţii al autovehiculelor, corelat cu dinamica scaunului (la autocamioane).**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 265

CZ ; 629.114.2—58

Tecuşan, N. : **Oportunitatea reanalizării numărului treptelor de viteze la tractoarele pe şenile**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 268

CZ ; 624.002.5 ; 621.825.54

Stanciu, I. : **Regimul termic al ambreiajelor cu frecare, răcite cu ulei (la transmisiile utilajelor de construcţie)**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 273

CZ ; 621.333 ; 629.113—83 ; 629.112.6

Ţeposu, D. : **Consideraţii privind alegerea sistemului de comandă a convertorului de curent continuu în schemele de acţionare a motorului electric de tracţiune pentru automobilul electric.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 275

CZ ; 621.43—755

Abăitancei, D. : **Particularităţile echilibrării motorului cu patru cilindri în V.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 282

CZ ; 629.114—442.073

Seitz, N. ; *Beşliu, E.* ; *Kapitany, L.* : **Comportarea autobasculantelor la stabilitate laterală.**

Construcţia de maşini. 27 (1975), nr. 6, p. 285

CZ ; 629.114.4—235.07

Petrescu, N. : **Metodă pentru măsurarea eforturilor în transmisiile maşinilor terasiere în regim tranzitoriu**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 290

CZ ; 629.113.07

Bejan, C. : **Corelarea duratelor de funcţionare ale subansamblurilor autovehiculelor. Aspecte ale corelaţiei.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 293

CONTENTS

DC ; 621.113 ; 621.43(R)

Petrescu, N. : **Concerns for the development of the motor vehicles and tractors of Romania.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 237

DC ; 621.431.73.018.3

Linte N., Bucur C. : **Contributions concerning the influence of carburation on the efficiency — elasticity correlation at autovehicle engines.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 238

DC ; 621.436.038(498)

Tiu Gh., Doinaru L. : **Modernization and diversification of injection equipment for diesel engines, produced by MEFIN—Sinaia.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 241

DC ; 629.113 – 585 – 001.57 ; 681.332

Popescu S. : **Modelling autovehicle transmissions for computer study of dynamic phenomena.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 247

DC ; 621.833.1.01 ; 539.3

Miulescu P. : **On gearing elasticity of right toothed involute spur gears.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 251

DC ; 621 – 592.001.5

Zamfirescu M., Paşală Fl., Seitz N. : **Experimental researches effected on brake mechanisms and devices in lab conditions.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 261

DC ; 629.114.4 – 752.001.5

Giurcă, O., Vasu O. : **Aspects of the study of autovehicle vibration spectrum, correlated with seat dynamics (for trucks)**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 265

DC ; 629.114.2 – 58

Tecuşan N. : **The opportunity to reanalyse the number of velocity stages at the caterpillar tractor.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 268

DC ; 624.002.5 ; 621.825.54

Stanciu I. : **Thermal condition of oil cooled friction clutches (at building equipment transmissions).**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 273

DC ; 621.333 ; 629.113 – 83 ; 629.112.6

Ţeposu D. : **Considerations concerning the choice of regulating system of D.C. converter in the drive schemes of the traction electromotor for an electric motor car.**

Construcţia de maşini, 27 (1975) nr. 6, p. 275

DC ; 621.43 – 755

Abăitancei D. : **Balancing peculiarities of the V-four engine**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 282

DC ; 629.114 – 442.073

Seitz N., Beşliu E., Kapitany L. : **Tip lorries behaviour at lateral stability.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 285

DC ; 629.114.4 – 235.07

Petrescu N. : **Measuring method for transmission efforts of earth moving equipment in transitory regime.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 290

DC ; 629.113.07

Bejan C. : **Running life correlation of autovehicle units. Aspects of correlation.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 293

SOMMAIRE

CD ; 629.113 ; 621.43(R)

Petrescu, N. : **Preoccupations pour le développement de l'industrie de constructions de véhicules et tracteurs en Roumanie.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 6, p. 237

CD ; 621.431.73.018.3

Linte N., Bucur C. : **Contributions à l'étude de l'influence de la carburation sur la corrélation économie-élasticité des moteurs des automobiles.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 6, p. 238

CD ; 621.436.038(498)

Tiu Gh., Doinaru L. : **Modernisation et diversification de l'appareillage d'injection des moteurs diesel, produits par l'entreprise MEFIN de Sinaia.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 6, p. 241

CD ; 629.113 – 585.001.57 ; 681.332

Popescu S. : **Modélage de la transmission des automobiles, pour l'étude des phènoménes dynamiques au moyen de l'ordinateur.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 6, p. 247

CD ; 621.833.1.01 ; 539.3

Miulescu P. : **Sur l'élasticité de la denture des engrenages cylindriques aux dents droits au profil-développante.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 6, p. 251

CD ; 621 – 592.001.5

Zamfirescu M., Paşală Fl., Seitz N. : **Recherches expérimentales en laboratoire sur les mécanismes et sur les appareils de freinage.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 6, p. 261

CD ; 629.114.4 – 752.001.5

Giurcă O., Vasu O. : **Quelques aspects de l'étude du spectre de vibrations des vehicules automobiles, en corélation avec la dynamique des siéges (des camions).**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 6, p. 265

CD ; 629.114.2 – 58

Tecuşan N. : **Opportunité de l'analyse répétée du nombre de degrés de vitesse des tracteurs á chenilles.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 6, p. 268

CD ; 624.002.5 ; 621.825.54

Stanciu I. : **Régime thérmique des embreillages à friction refroidies avec de l'huile (aux transmissions des équipements pour les constructions).**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 6, p. 273

CD ; 621.333 ; 629.113 – 83 ; 629.112 – 6

Ţeposu D. : **Considérations sur le système de commande du convertisseur de courant continu dans les schemas d'actionnement du moteur électrique de traction pour l'automobile électrique.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 6, p. 275

CD ; 621.43 – 755

Abăitancei, D. : **Particularités de l'équilibrage du moteur à quatre cylindres en V.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 6, p. 282

CD ; 629.114 – 442.073

Seitz N., Beşliu E., Kapitany L. : **Comportement des dumpers à la stabilité latérale.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 6, p. 285

CD ; 629.114.4 – 235.07

Petrescu N. : **Méthode de mesure des efforts dans les transmissions des machines terrassierés en régime transitoire.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 6, p. 290

CD ; 629.113.07

Bejan C. : **Corrélation des durrées de fonctionnement des éléments de construction des vehicules. Quelques aspects de cette corrélation pour les camions SR 113.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 6, p. 293

INHALT

DK ; 629.113.621.43(R)

Petrescu, N. : **Hauptsorgen für die Entwicklung der KF- und Traktorenbau-industrie aus Rumänien.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, S. 237

DK ; 621.431.73.018.3

Linte N., Bucur C. : **Beiträge mit Bezug auf den Vergasungseinfluss auf die Wirtschaftlichkeit-Elastizitätskorelation bei den Kraftfahrzeugmotoren.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, S. 238

DK ; 621.436.038(498)

Tiu Gh., Doinaru L. : **Die Modernisierung und Mannigfältigung der von MEFIN — Sinaia verfertigten Injektionsapparatur für Dieselmotoren.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, S. 241

DK ; 629.113−585.001.57 ; 681.332

Popescu S. : **Modellierung der Kraftfahrzeugtransmission für das Studium von dynamischen Erscheinungen auf einem analogischem Rechner.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, S. 247

DK ; 621.833.1.01 ; 539.3

Miulescu P. : **Über der Verzahnungselastizität der Stirnradgetriebe mit Geradzähnen evolventer Profil.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, S. 251

DK ; 621−592.001.5

Zamfirescu M., Paşală Fl., Seitz N. : **Auf Bremsungsmechanismen und geräten in Laborbedingungen ausgeführten experimentellen Forschungen.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, S. 261

DK ; 629.114.4−752.001.5

Giurcă O., Vasu O. : **Studiumsansichte des KF — Schwingungsspektrums, korrelliert mit Sitzdynamik (bei LKW-s)**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, S. 265

DK ; 629.114.2−58

Tecuşan N. : **Opportunität der Wiederanalysierung des Gangstufenzahls bei Raupenschleppern.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, S. 268

DK ; 624.002.5 ; 621.825.54

Stanciu I. : **Wärmebedingungen der ölgekühlten Reibkupplungen (bei Baumaschinentransmissionen).**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, S. 273

DK ; 621.333 ; 629.113−83 ; 629.112.6

Ţeposu D. : **Betrachtungen über der Auswahl des Steuersystems des Gleichstromumformers in den Antriebschemen des elektrischen Fahrmotors für Elektro-KF-e.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, S. 275

DK ; 621.43−755

Abăitancei D. : **Besonderheiten der Ausgleich des Vierzylinder-V-Motors.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, S. 282

DK.629.114−442.073

Seitz N., Beşliu E., Kapitany L. : **Benehmung des Muldenkippers bei Seitenstabilität.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, S. 285

DK ; 629.114.4−235.07

Petrescu N. : **Methode für Kraftmessung der Erdbewegungsmaschinen in nichtstationärem Betrieb.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, S. 290

DK ; 629.113.07

Bejan C. : **Betriebsdauerkorrellierung der KF-Einheiten. Korrelationsansichten.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, S. 293

СОДЕРЖАНИЕ

ДК ; 629.113 ; 621.43(R)

Петреску, Н.: **Превозношения для повышения машиностроительной промышленности автомашин и трактор в Румынии**

Construcţia de maşini, 27 (1975) nr. 6, p. 237

ДК ; 621.431.73.018.3

Линте, Н.; Букур, К: **Вклады относящийся влияния обуглероживания об корреляцией обережения — упругость на двигатели для автомашин.**

Construcţia de maşini, 27 (1975) nr. 6, p. 238

ДК ; 621.436.038(498)

Тиу, Гх.; Доинару, Л.: **Модернизация и разнообразные аппаратуры впрыскивания для дизель — мотор, создана „MEFIN" — Синаиа.**

Construcţia de maşini, 27 (1975) nr. 6, p. 241

ДК ; 629.113−585.001.57 ; 681.332

Попеску, К.: **Моделирование передачи автомашин во внимание учения на калькулятор динамических феномен.**

Construcţia de maşini, 27 (1975) nr. 6, p. 247

ДК ; 621.833.1.01 ; 539.3

Миулеску, П.: **На упругость зуб цилиндрических зубчатых передач с прямолинейными зубами за евольвентическую профиль.**

Construcţia de maşini, 27 (1975) nr. 6, p. 251

ДК ; 621−592.001.5

Замфиреску, М.; Пашалэ, Фл: Сеиц, Н.: **Испытательные исследования совершены на механизмы и аппарат торможения в лабораторные условия.**

Construcţia de maşini, 27 (1975) nr. 6, p. 261

ДК ; 629.114.4−752.001.5

Гиуркэ, И., Васу, О.: **Виды изучения спектра колебанией автомашин, соотносительно с динамику стула (грузовики).**

Construcţia de maşini, 27 (1975) nr. 6, p. 265

ДК ; 629.114.2−58

Текушан, Н.: **Своевременность реализации числа ступеней скорости на гусеничные тракторы.**

Construcţia de maşini, 27 (1975) nr. 6, p. 268

ДК ; 629.002.5 ; 621.825.54

Станчу, Н.: **Термический режим сцепления с трением, простуженные с маслом (на передачи оборудования).**

Construcţia de maşini, 27 (1975) nr. 6, p. 273

ДК ; 621.333 ; 629.113−83 ; 629.112.6

Цепосу, Д.: **Соображения касающиися отбор заказном системы конвертора постоянного тока на схему действия електрического мотора для автотяги легковой електрической машины.**

Construcţia de maşini, 27 (1975) nr. 6, p. 275

ДК ; 621.43−755

Абэитанчей, Д.: **Особенности уравновешивания двигатели с четырёх цилиндрами в „V".**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 282

ДК ; 629.114−442.073

Сеиц, Н.: Бешлиу, Е.; Капитани, Л.: **Допускание самосвального грузовика на боковое постоянство.**

Construcţia de maşini, 27 (1975) nr. 6, p. 285

ДК ; 629.114.4−235.07

Петреску, Н.: **Метод для измерения усилия на передачу машин — землекоп в переходный режим.**

Construcţia de maşini, 27 (1975) nr. 6, p. 290

ДК ; 629.113.07

Бежан, К.: **Соотношеине длительностей действия подансамблей автомашин-Виды соотношения.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 6, p. 293

Preocupări pentru dezvoltarea industriei constructoare de autovehicule și tractoare din România

Încadrîndu-se în directivele celui de-al XI-lea Congres al PCR, cele două mari centrale industriale brașovene, CIAT și CITMA, au întocmit planuri detaliate de dezvoltare a producției de autovehicule și tractoare din țara noastră. În procesul complet de dezvoltare, concepția produselor deține un loc important și hotărîtor și este realizată în cea mai mare parte de Institutul de cercetare și proiectare pentru autovehicule și tractoare (ICPAT) din Brașov. Deși tînăr, înființat la 1 noiembrie 1966, ICPAT a reușit ca prin lucrările de proiectare, cercetare și încercare realizate pînă în prezent, să sprijine dezvoltarea și modernizarea produselor celor două centrale industriale.

În conformitate cu indicațiile de partid, industria de autovehicule și tractoare trebuie să asigure în perioada 1976—1980 baza materială pentru realizarea programului de irigații din Cîmpia Dunării, programul de mecanizare a agriculturii și de exploatare a minelor de suprafață, prin asimilarea autobasculantelor de 25 de tone, a buldozerelor și încărcătoarelor de 180 CP și a tractoarelor agricole de 120 și 180 CP. În scopul optimizării și creșterii economicității în transporturi, se preconizează asimilarea de autovehicule ușoare echipate cu motoare diesel și noi variante ale autoturismelor de oraș și de teren.

În final, se preconizează ca cincinalul 1876—1980 să se prezinte cu o gamă completă de tractoare agricole de 45; 55; 65; 80; 120 și 180 CP, o gamă completă de încărcătoare frontale și buldozere de 65; 80; 120; 180 CP, o gamă completă de autocamioane de 1,5; 3; 5; 7; 9; 11; 17; 25 tf sarcină utilă, o gamă de autobuze și troleibuze de 7,9 și 12 m, o gamă de autoturisme de oraș, livrabile în opt variante, două familii de autoturisme de teren, o gamă de remorci agricole și auto și un program de semiremorci de 10; 17 și 24 tf cu diverse destinații.

Pentru realizarea acestui uriaș program de diversificare a producției de autovehicule și tractoare, care prevede o creștere a tipurilor de bază de la 83 în anul 1974 la 127 în anul 1980, s-a impus o amplă acțiune de tipizare și reproiectare a agregatelor componente care să satisfacă necesitățile tehnice ale produselor finale pe baza unui număr minim de tipuri distincte de agregate. Această acțiune este condusă de ICPAT și pe baza studiilor făcute se preconizează o creștere de numai 10% a numărului de agregate față de o creștere de 52% a numărului de produse finale. Institutul a întocmit un program detaliat de dezvoltare a noilor familii de agregate (motoare, ambreiaje, transmisii, punți, direcții, instalații de frînare, electrice etc.), la a cărui realizare vor colabora toate compartimentele de concepție uzinale din cadrul celor două centrale. Programul prevede analiza și sinteza familiilor de agregate, însoțite de încercări simulatorii în laborator și poligon, în scopul elaborării și finalizării lucrărilor în termene cît mai scurte. Toate aceste lucrări fac parte din preocupările de bază ale Institutului de cercetare și proiectare pentru autovehicule și tractoare.

În acest număr special sînt prezentate cîteva din preocupările cadrelor de concepție din acest institut și a colaboratorilor săi din exterior, care ilustrează potențialul creat de partid pentru dezvoltarea industriei de autovehicule și tractoare din țara noastră.

Dr. ing. Nicolae **PETRESCU**
ICPAT – Brașov

CERCETĂRI ÎN DOMENIUL AUTOVEHICULELOR ŞI TRACTOARELOR

CZ : 621.431.73.018.3

Contribuţii privind influenţa carburaţiei asupra corelaţiei economicitate-elasticitate la motoarele destinate autovehiculelor

Şef lucrări Nicolae **LINTE** – Institutul de învăţămînt superior – Piteşti
Ing. Constantin **BUCUR** – I.C.P.A.T. – Braşov

Această lucrare şi-a propus să studieze în ce măsură carburaţia influenţează elasticitatea în funcţionare a motoarelor pentru autovehicule, în corelaţie cu economicitatea. Influenţa arhitecturii carburatorului, dozajul său, momentul de intrare a supapei de sarcină, egalizarea pulsaţiilor încărcăturii proaspete pe diferite traiecte etc., sînt esenţiale pentru obţinerea unei aluri favorabile a cuplului motor, afectînd totodată şi economicitatea în funcţionare.

Se cunoaşte că expresia cuplului motor este dată de relaţia :

$$M_e = \mathrm{ct}\frac{1}{A}\,\frac{V_H}{225\,i}\cdot\frac{H}{G_{aer\,min}}\cdot\gamma_0\frac{\eta_e}{\lambda}\cdot\eta_l \qquad (1)$$

unde H_i este puterea calorifică inferioară.
γ_0 — greutatea specifică a amestecului.
η_e — randamentul efectiv.
λ — coeficientul de exces de aer.
η_l — coeficientul de umplere.

Cum alura cuplului motor este dată de cea a presiunii medii efective :

$$p_e = \frac{1}{A}\cdot\frac{H}{G_{aer\,min}}\cdot\gamma_0\cdot\frac{\eta_e}{\lambda}\cdot\eta_l \qquad (2)$$

sau explicitată :

$$p_e = \frac{1}{A}\cdot\frac{H_i}{G_{aer\,min}}\cdot\gamma_0\cdot\frac{\eta_i\eta_m}{\lambda}\,\eta_l \qquad (3)$$

unde : η_i este randamentul indicat
η_m — randamentul mecanic

şi cum pentru situaţia motoarelor fără supraalimentare este evident faptul că asupra termenului γ_0 nu se poate acţiona, iar raportul $\frac{H_i}{G_{aer\,min}}$ pentru actualele benzine auto este aproximativ constant, expresia (3) poate fi pusă sub forma :

$$p_e = \mathrm{ct}\,\frac{\eta_i}{\lambda}\,\eta_l\,\eta_m \qquad (4)$$

În acest mod, la motoarele cu admisie normală presiunea medie efectivă este o funcţie de patru variabile :

— coeficientul de umplere ;
— raportul $\frac{\eta_i}{\lambda}$ (ce caracterizează calitatea procesului de ardere) ;
— randamentul mecanic η_m.

În contextul acestei lucrări, variabilele trebuie studiate în funcţie de turaţie, la sarcina corespunzătoare deschiderii maxime a clapetei obturatoare.

Dintre factorii care influenţează η_l, legat de scopul acestei lucrări se arată :

— arhitectura carburatorului,
— numărul de carburatoare,
— egalizarea pulsaţiilor pe traiecte,

iar dintre factorii care afectează raportul $\frac{\eta_i}{\lambda}$ amintim dozajul carburatorului.

Metodologia de experimentare a propus în prima etapă ridicarea la standul de probă a caracteristicilor de plină admisie, iar în etapa a doua verificarea în probe rutiere a soluţiilor obţinute atît sub aspectul economicităţii cît şi din punct de vedere dinamic.

Rezultate experimentale

Privind arhitectura carburatorului, experimentările executate au avut drept scop stabilirea influenţei numărului camerelor de amestec precum şi dimensiunea acestora. Sub aspectul numărului camerelor de amestec, caracteristica la plină admisie din figura 1, ridicată pentru situaţia echipării cu carburatoare avînd două şi respectiv patru camere de amestec, arată o elasticitate în funcţionare mărită în situaţia carburatorului cu patru camere, cu toată mărirea valorică a cuplului motor în prima situaţie.

Cea de-a doua problemă legată de arhitectura carburatorului este corelaţia mărimii camerei de amestec cu tubulatura de admisie. Evident că mărimea camerei de amestec acţionează atît asupra umplerii cilindrului cît şi asupra economicităţii. În situaţia menţinerii constante a secţiunii tubulaturii de admisie, caracteristicile la plină admisie cu trei dimensiuni ale camerelor de amestec sînt arătate în figura 2, iar variaţia coeficienţilor de elasticitate, adaptabilitate şi elasticitate globală este prezentată în figura 3.

După cum se vede din figura 2, secţiunile micşorate ale camerei de amestec (Ø 38 şi Ø 34) începînd cu turaţia de 2700 rot/min asigură valori mai mari ale cuplului motor pînă în jurul zonei turaţiei minime în funcţionare la sarcină.

Graficul din figura 3 arată mai pregnant influența accentuată pe care o exercită dimensiunea camerei de amestec asupra elasticității în funcționare a motorului. Scăderea secțiunii camerei de amestec pînă la limita la care coeficientul de elasticitate mai scade sau se stabilizează, în condițiile creșterii coeficientului ν duce la o elasticitate îmbunătățită a motorului în funcționare. Într-o asemenea situație dimensiunea camerei de amestec Ø 34 poate fi considerată deja ca fiind prea mică, iar cea cu dimensiunea Ø 32 trebuie remarcată. Într-adevăr, într-o altă serie de experimentări, camera de amestec cu Ø 36 și-a dovedit eficiența, asigurînd atît o îmbunătățire a elasticității în funcționare cît și o scădere a puterii maxime practic neglijabilă.

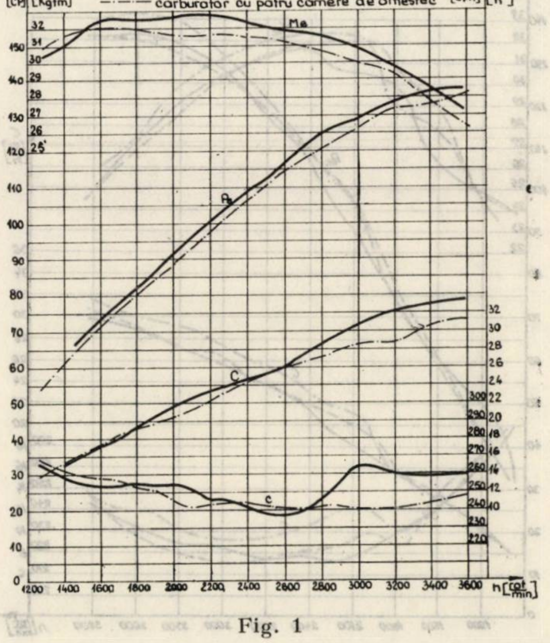


Fig. 1

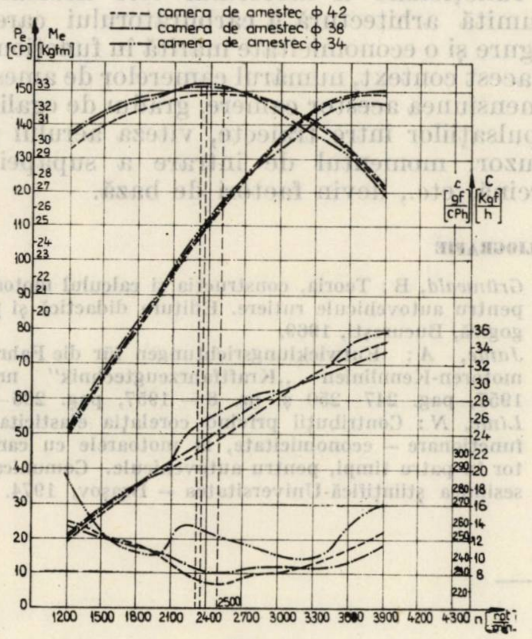


Fig. 2

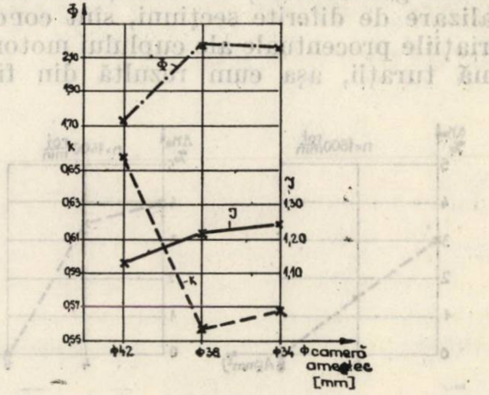


Fig. 3

A treia problemă care a făcut obiectul experimentărilor a fost cea a egalizării pulsațiilor între traiectele de admisie. Sînt edificatoare în acest sens caracteristicile la plină admisie, cu și fără orificiu de egalizare, prezentate în figura 4, din care se vede că la anularea egalizării pulsațiilor între cele două traiecte se produce o aplatisare ușoară a curbei cuplului motor înspre zona turațiilor mici, precum și o îmbunătățire a valorii cuplului motor în zona turațiilor de 1200—1800 rot/min. Astfel, la turația de 1600 rot/min creșterea cuplului este de 3%, iar la 1400 rot/min această creștere ajunge la 4%.

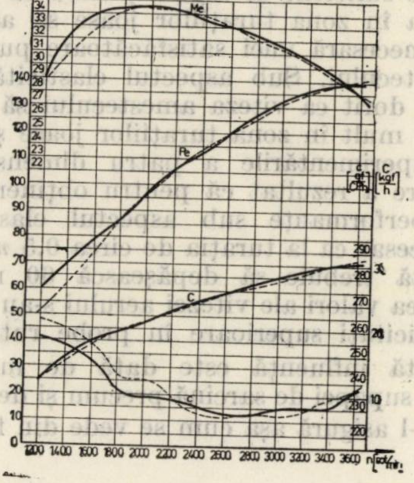


Fig. 4

Cauza măririi cuplului este alura consumului orar de combustibil, mai ridicat pe aceeași zonă de turații, ca urmare a faptului că pulsațiile gazului nu sînt diminuate. Cu toate că în general în asemenea situații se consideră ca obligatorie creșterea consumului specific pe seama neuniformităţii în alimentarea cilindrilor, consumul specific a înregistrat o scădere de circa 10 gf/CPh pe gama de turaţii de 1200—2400 rot/min. Trebuie remarcat totodată faptul că valoarea lui Φ a rămas practic constantă. Pentru generalizare, în situaţia orificiilor de egalizare de diferite secţiuni, sînt corcludente variaţiile procentuale ale cuplului motor pentru două turaţii, aşa cum rezultă din figura 5.

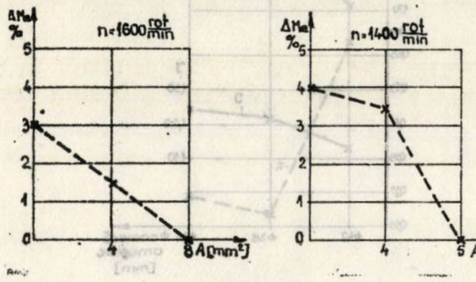


Fig. 5

Se remarcă că odată cu creşterea dimensiunii orificiului de egalizare dintre traiecte, există o scădere a cuplului motor în zona instabilă de funcţionare.

Din grupul factorilor care influenţează raportul $\frac{\eta_i}{\lambda}$ face parte şi dozajul carburatorului corelat cu dimensiunea difuzorului.

După cum se ştie, i se impun difuzorului două condiţii sub aspectul vitezei aerului şi anume, să fie suficient de larg pentru ca la turaţiile de funcţionare corespunzătoare puterii maxime viteza aerului să nu depăşească 80—100 m/s (1) sau după alte materiale 120 m/s (2) şi să fie suficient de îngust pentru ca la funcţionarea în zona turaţiilor joase să asigure o viteză necesară unei satisfăcătoare pulverizări a amestecului. Sub aspectul elasticităţii însă este de dorit ca viteza amestecului să crească cît mai mult în zona turaţiilor joase şi medii. Din experimentările a patru dimensiuni de difuzoare a rezultat că pentru obţinerea unor bune performanţe sub aspectul elasticităţii, este necesar ca la turaţia de circa 0,5 n_n viteza calculată trebuie să depăşească 60 m/s. Cu asemenea valori ale vitezei aerului s-au obţinut economicităţi superioare în probe rutiere (3).

O altă influenţă este dată de momentul intrării supapei de sarcină precum şi de dozajul pe care-l asigură aşa cum se vede din figura 6, în care, după cum se observă, implicaţiile asupra elasticităţii în funcţionare în zona instabilă sînt pregnante.

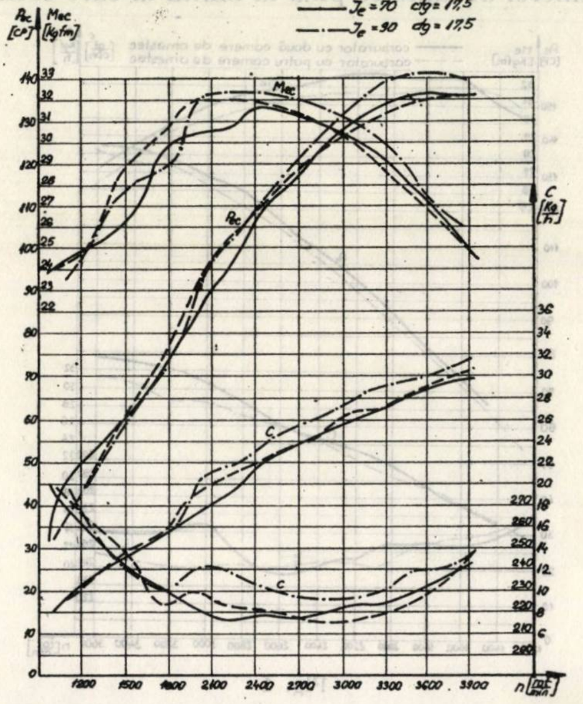


Fig. 6

Concluzii

Pentru asigurarea unei anumite elasticităţi în funcţionare a motorului este necesară o anumită arhitectură a carburatorului care să asigure şi o economicitate mărită în funcţionare. În acest context, numărul camerelor de amestec, dimensiunea acestor camere, gradul de egalizare a pulsaţiilor între traiecte, viteza aerului prin difuzor, momentul de intrare a supapei de sarcină, etc., devin factori de bază.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Grünwald*, B : Teoria, construcţia şi calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1969.

[2] *Jante*, *A* : Entwicklungsrichtungen für die Fahrzeugmotoren-Kennlinien ,,Kraftfahrzeugtechnik'' nr. 7, 1957, pag. 247—250 şi nr. 8 — 1957, pag. 286—290.

[3] *Linte*, *N* : Contribuţii privind corelaţia elasticitate în funcţionare — economicitate, la motoarele cu carburator în patru timpi, pentru autovehicule. Comunicare la sesiunea ştiinţifică-Universitatea — Braşov, 1974.

* * *

CZ: 621.436.038(498)

Modernizarea şi diversificarea aparaturii de injecţie pentru motoare diesel, produse de MEFIN–SINAIA

Dr. ing. Gh. **TIU**; dr. ing. Laurenţiu **DOINARU** – MEFIN – Sinaia

Aparatura de injecţie pentru autovehicule şi tractoare asimilată de Întreprinderea de mecanică fină —MEFIN— din Sinaia în ultimii ani este de factură modernă şi dă posibilitatea proiectanţilor şi cercetătorilor în domeniul motoarelor diesel de a găsi noi mijloace pentru sporirea pe această cale a performanţelor şi a fiabilităţii motoarelor, pentru realizarea cerinţelor actuale. În acest sens considerăm că ar fi util să se evidenţieze anumite aspecte legate de dezvoltarea aparaturii de injecţie, de limitele de folosire, de metodele de cercetare, de caracteristicile funcţionale şi de problemele specifice unor tipuri particulare.

1. Pompa de injecţie în linie

În cadrul cercetărilor de laborator întreprinse pentru specificarea echipamentului de injecţie necesar unui motor diesel, se încearcă în primul rînd să se găsească o lege de injectare (repartizare a cantităţii ciclice de combustibil mm³/grad) care să convină soluţiei energetice a motorului. Se ştie că pe lîngă altele, o influenţă mare asupra legii de injectare o are diametrul pistonului de pompare şi profilul camei de injecţie. Deoarece în multe cazuri cercetătorii — din dorinţa de a obţine performanţe la motor cît mai bune — neglijează problema fiabilităţii pompei de injecţie, ne vom referi pe scurt la posibilităţile de corelare a acestor două aspecte. În general există tendinţa de a mări la limită şi chiar peste aceasta diametrul pistonaşului de pompare pentru scurtarea duratei de injecţie. Trebuie să se ţină seama însă că aceasta conduce la funcţionarea dură a motorului, cu zgomot, trepidaţii şi solicitarea mai mare a lagărelor. De asemenea, se măreşte tendinţa de apariţie a post-injecţiilor care provoacă cocsarea orificiilor de injecţie. În fine, mărirea diametrului pistonului de pompare conduce la creşterea solicitării camei de injecţie în zona racordării cu raza minimă.

În prezent, la pompele de injecţie de mărime *A* se utilizează came cu profil tangenţial cu raza minimă de racordare de 2 şi de 3 mm. (fig. 1). Normal, se foloseşte porţiunea tangenţială de camă plasată la vitezele cele mai mari de deplasare a pistonului pompei, adică porţiunea cea mai apropiată de raza minimă de racordare.

În figura 2 se arată curba de ridicare pe camă şi de viteză a pistonului în funcţie de rotirea camei. Pe această figură se poate arăta o cursă prealabilă h_1, apoi o cursă necesară pentru umplerea conductei cu un volum egal cu cel de descărcare din ciclul anterior h_2 şi în fine cursa utilă de pompare h_3. Suma acestor trei curse ne precizează punctul de sfîrşit al debitării, care trebuie să se afle cu minim 0,3 mm sub punctul de racordare.

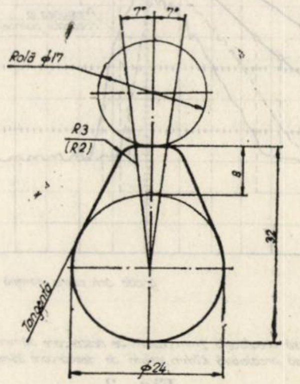


Fig. 1

La pompele de injecţie de mărime *A*, în mod uzual se utilizează supape de refulare cu volumele de descărcare de 33 şi de 50 mm³. Se preferă un volum de descărcare mai redus în cazul în care prin oscilografiere se constată că nu există postinjecţii în procesul funcţional. În acest fel, cursa de descărcare a pistonului fiind mai redusă se poate plasa mai convenabil durata ciclului de pompare pe camă, aşa cum vom constata în continuare. După cîteva încercări de tatonare prin care se adoptă un volum de descărcare şi o cursă prealabilă pe camă în funcţie de valorile optime ale performanţelor şi lipsa postinjecţiilor, trebuie să se verifice nivelul de solicitare a camei în zona racordării minime. Pentru aceasta, prin oscilo-

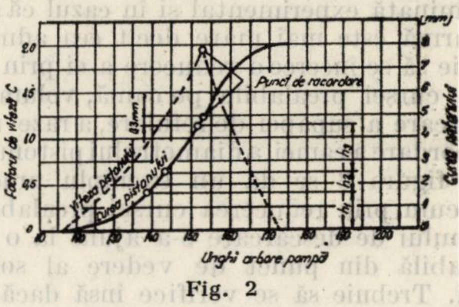


Fig. 2

grafiere se determină curba de presiune de deasupra pistonului pompei din timpul unui ciclu la regim maxim şi apoi se suprapune aceasta peste curba de ridicare a camei (fig. 3).

Este de foarte mare importanţă plasarea curbei de presiune corect faţă de curbele camei, şi aceasta se poate face de exemplu prin determinarea statică a punctului de început de debitare şi apoi prin măsurarea cu stroboscopul a unui punct de pe curba coborîtoare a presiunii, cum ar fi punctul de 150 kgf/mm². De pe aceste diagrame se determină presiunea exercitată asupra pistonului, în punctul în care rola împingătorului trece pe raza minimă de racordare. Se consideră valoarea de 160 kgf/mm², ca valoarea admisibilă a presiunii de contact dintre rolă şi camă. Ţinînd seama de aceasta precum şi de construcţia rolei şi a camei, se poate determina presiunea admisă deasupra pistonului pompei în zona racordării minime. Se compară valoarea presiunii calculate cu cea determinată experimental şi în cazul că aceasta din urmă este mai mare decît cea admisibilă, trebuie să se încerce o reducere a ei prin schimbarea cursei prealabile pe camă, volumului de descărcare a supapei de refulare, a razei minime de racordare a camei, a diametrului pistonului etc.

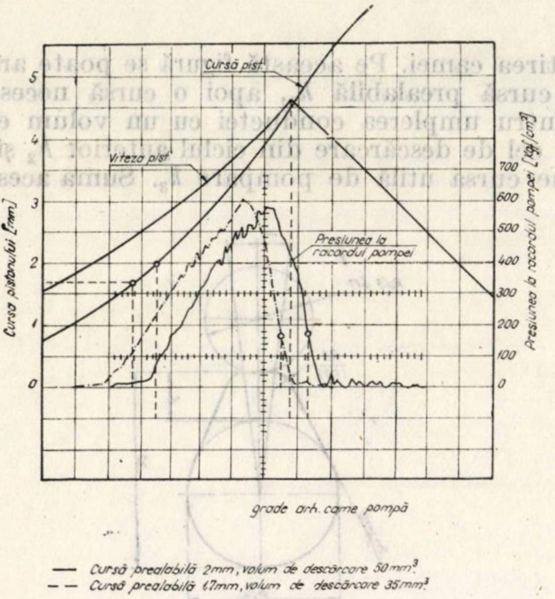


Fig. 3

În figura 3 se dă un exemplu practic de felul cum prin reducerea cursei prealabile şi a volumului de descărcare s-a ajuns la o soluţie favorabilă din punct de vedere al solicitării camei. Trebuie să se verifice însă dacă aceste modificări nu au afectat sensibil performanţele motorului. În încheierea acestui capitol dorim să punem accentul pe necesitatea ca în cadrul lucrărilor de adaptare a unui echipament de injecţie pe motor să se trateze concomitent întregul complex de probleme, inclusiv aspectul fiabilităţii.

2. Regulatorul de turaţie RSV

Un progres însemnat s-a obţinut prin însuşirea în fabricaţie a regulatorului de turaţie pentru toate regimurile tip RSV, ale cărei caracteristici funcţionale sînt prezentate în figura 4. Regulatorul de turaţie RSV are multiple posibilităţi de realizare a curbelor de funcţionare de anumite forme, prin anumite puncte fixe, în funcţie de curbele caracteristice ale motoarelor.

Punctul *a* reprezintă regimul de turaţie la care intră în acţiune regulatorul, iar porţiunea *a—b* este curba de regulator propriu-zisă. Înclinarea sau panta curbei *a—b* variază în funcţie de utilizarea motorului astfel :

- pentru grupuri electrogene şi combine agricole ... 2—5%
- pentru autovehicule şi tractoare . . . . . .6—10%
- pentru excavare cu volant inerţial . . . . 10—15%

Trebuie remarcat că regulatorul RSV permite realizarea acestor valori prin operaţii de reglaj relativ simple. Datorită gradului convenabil de amortizare hidraulică se obţine statismul de 2—5%, fără vreun sistem adiţional de amortizare, aşa cum a fost cazul regulatoarelor fabricate de MEFIN anterior. Asupra acestei probleme vom reveni ulterior. Dacă cursa cremalierei pompei de injecţie ar fi limitată la regimul nominal printr-un tampon rigid, cremaliera ar rămîne fixă (dreapta punctată din figura 4). În majoritatea cazurilor însă se solicită ca pe ramura de suprasarcină cuplul motor să crească, iar aceasta are loc numai dacă se furnizează în cilindrii motorului o cantitate majorată de combustibil. Pentru îndeplinirea acestei cerinţe, calea cea mai uzuală este mărirea corespunzătoare a cursei cremalierei pe porţiunea *c—d*. La regulatorul RSV corecţia de debit se obţine printr-un tampon elastic, dimensionat astfel încît să se realizeze o anumită pantă a curbei *c—d* şi o anumită distanţă între punctele *d* şi *c*.

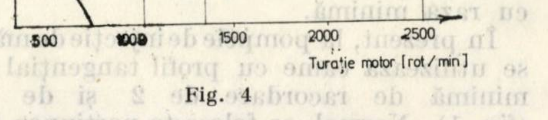


Fig. 4

Principial, ar fi de dorit ca la o turaţie cît mai joasă, cuplul maxim al motorului să fie cît mai mare, dar acestea sînt limitate de gradul de fum şi de solicitările dinamice în organele motorului. În prezent se admite ca la cuplul maxim, gradul de fum să nu depăşească patru unităţi Bosch. Totodată, ca un criteriu calitativ, se impune tot mai mult ca la turaţia de 1000 rot/min motorul diesel să nu depăşească gradul de fum de 4,5 u. B, ceea ce se realizează printr-o reducere corespunzătoare a debitului pompei de injecţie pe porţiuna *e—d* printr-o anumită caracteristică constructivă şi funcţională a supapei de refulare, cerinţă care este însă mai dificil de rezolvat. În sfîrşit, regulatorul RSV şi pompa de injecţie pot furniza în mod automat la pornirea motorului un debit ciclic de combustibil dublu decît cel de la regimul nominal, ceea ce evident este un mare avantaj. În plus, turaţia de ralanti a motorului se poate aranja după dorinţă prin reglarea unui tampon uşor accesibil.

Se constată că în majoritatea cazurilor se insistă mult asupra curbelor statice de regulator şi se neglijează cercetarea proprietăţilor dinamice ale sistemului de reglare a motorului diesel. Se ştie că motorul, împreună cu pompa de injecţie şi cu regulatorul de turaţie, formează un circuit închis de reglare automată, aşa cum se arată în figura 5. Răspunsul unui astfel de sistem de reglare a turaţiei la o variaţie în treaptă a sarcinii este prezentat în figura 6.

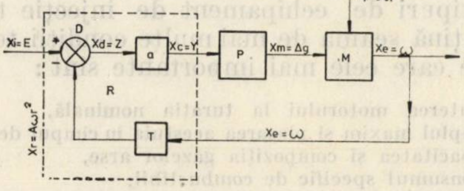


Fig. 5

Dintr-o astfel de oscilogramă se pot determina saltul maxim de turaţie, numărul de pendulări şi durata procesului tranzitoriu.

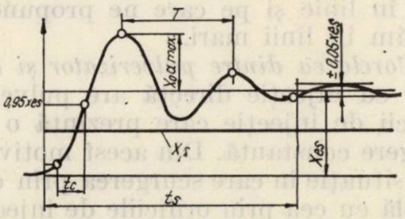


Fig. 6

În cazul că semnalul de intrare sau semnalul perturbator variază sinusoidal (fig. 7) răspunsul sistemului datorită inerţiei amortizărilor şi insensibilităţii sale este întîrziat cu un unghi de defazare α şi prezintă o deformaţie în amplitudine. Desigur că este de dorit ca sistemul de reglare să fie amortizat, adică saltul maxim de turaţie, numărul de pendulări şi durata procesului tranzitoriu să fie cît mai reduse, însă fără ca defazarea între semnalul perturbator şi cel de ieşire să fie prea mare.

În cadrul întreprinderii noastre s-au făcut astfel de cercetări cu regulatoarele de construcţie mai veche şi s-au testat proprietăţile dinamice ale regulatorului RSV.

Aşa cum rezultă din tahograma din figura 8, sistemul format din motorul D—110, pompa de injecţie de mărime *A* şi regulatorul RSV este bine pus la punct din punct de vedere dinamic şi tocmai de aceea se poate realiza cu regulatorul un statism de 2—5% fără a afecta stabilitatea turaţiei motorului.

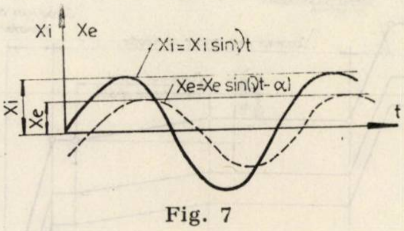


Fig. 7

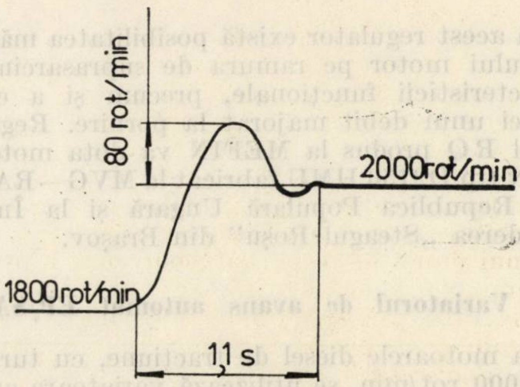


Fig. 8

Regulatorul de turaţie RQ

Pentru motoarele diesel de autobuz, MEFIN asimilează în prezent regulatorul de turaţie cu două trepte, tip RQ. Părerile au fost şi rămîn în continuare împărţite cu privire la avantajele utilizării la autovehicule a unui astfel de regulator faţă de cel pentru toate regimurile. Astfel, se susţine că motorul dotat cu regulator pentru toate regimurile este mai „leneş'' la acţionarea pedalei de acceleraţie, acesta fiind un dezavantaj la demaraje şi la depăşiri. În cazul regulatorului RQ se acţionează direct asupra cremalierei pompei de injecţie şi de aceea motorul este mai „nervos'' la reprize. Trebuie însă să se ţină seama că prin acţionarea bruscă a cremalierei se furnizează o cantitate prea mare de combustibil, care nu poate arde corespunzător şi se produce o emisie puternică de fum, care nu se mai încadrează în condiţiile actuale ale traficului urban. Nu dorim să insistăm asupra acestei controverse, însă considerăm utile cercetările în acest domeniu, pentru formarea unui punct de vedere propriu asupra motoarelor care se vor fabrica în ţară cu această destinaţie. Regulatorul de turaţie RQ este cu două trepte, o treaptă limitînd turaţia maximă de funcţionare, iar cealaltă turaţia minimă, aşa cum se arată în figura 9.

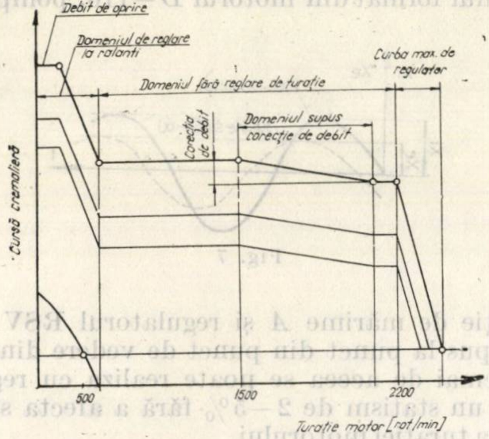


Fig. 9

Şi la acest regulator există posibilitatea măririi cuplului motor pe ramura de suprasarcină a caracteristicii funcţionale, precum şi a existenţei unui debit majorat la pornire. Regulatorul RQ produs la MEFIN va dota motorul MAN tip D2156 HMU fabricat la MVG—RABA din Republica Populară Ungară şi la Întreprinderea „Steagul Roşu'' din Braşov.

4. Variatorul de avans automat EP/SA

La motoarele diesel de tracţiune, cu turaţia de 2000 rot/min, se utilizează variatoare automate de avans, cu scopul obţinerii în principalele regimuri de funcţionare a unor unghiuri de avans la injecţie optime. Pentru pompele de injecţie în linie de mărime *A*, la MEFIN s-a asimiliat un variator de avans automat de tip mecanic centrifugal cu sistemul de cuplare prin coroană dinţată fixată pe flanşa variatorului, iar în prezent se asimilează o variantă nouă pentru antrenare prin cuplaj elastic. O primă utilizare a acestora este la motoarele MAN înclinate şi orizontale. În figura 10 se prezintă caracteristica funcţională a acestor variatoare.

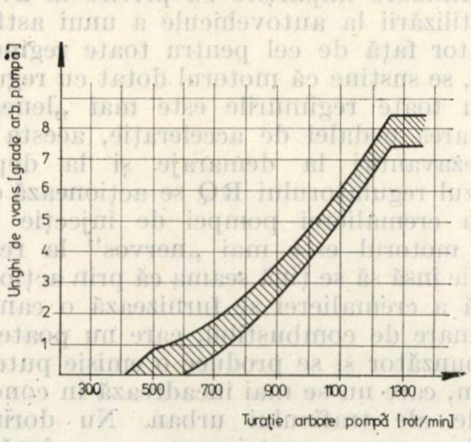


Fig. 10

5. Pompa de injecţie DPA

Pompele de injecţie cu distribuţie tip DPA sînt mai de mult cunoscute în ţara noastră, iar întreprinderea noastră a produs pînă în prezent cîteva zeci de mii pentru motoarele D 115 şi D 121 destinate tractoarelor U 445 şi U 550. Fabricaţia acestor pompe a fost integrată la MEFIN. La pompele de injecţie pentru motorul 797—05 de 135 CP pregătirea de fabricaţie se va finaliza pînă la sfîrşitul acestui an. În anul viitor ne vom însuşi fabricaţia unei pompe DPA cu două secţiuni de pompare. Astfel, vom dispune de patru tipuri de bază de pompe DPA şi anume cu două, trei, patru şi şase secţiuni de pompare. Plecînd de la acestea, se întrevede o bogată diversificare a lor pentru satisfacerea construcţiilor noi modernizate sau diversificate de motoare diesel, în curs de cercetare la mai multe institute de specialitate din ţară, şi de aceea am dori să prezentăm cîteva aspecte legate de posibilităţile şi limitele pompelor DPA, precum şi cîteva metode specifice aplicate în lucrările de dezvoltare a acestor pompe.

Se cunoaşte că la punerea la punct a unei noi tipuri de echipament de injecţie trebuie să se ţină seama de mai multe condiţii tehnice, dintre care cele mai importante sînt :

— puterea motorului la turaţia nominală,
— cuplul maxim şi plasarea acestuia în cîmpul de turaţii,
— opacitatea şi compoziţia gazelor arse,
— consumul specific de combustibil,
— caracteristicile de regulator şi condiţiile de ralanti,
— condiţiile de pornire a motorului,
— durabilitatea în exploatare,
— zgomotul produs de motor.

În cadrul acestor lucrări cu pompa de injecţie DPA apar unele aspecte noi faţă de pompa de injecţie în linie şi pe care ne propunem să le prezentăm în linii mari.

5.1. Corelaţia dintre pulverizator şi conductă. Motorul cu injecţie directă are pulverizatoare cu orificii de injecţie care prezintă o secţiune de scurgere constantă. Din acest motiv există o singură situaţie în care scurgerea prin conductă este egală cu cea prin orificiile de injecţie, ceea ce face ca în celelalte situaţii să ia naştere unde reflectate între injector şi pompa de injecţie, care se adună sau se scad cu unda incidentă. În funcţie de raportul dintre secţiunea de trecere a conductei de refulare şi secţiunea totală a orificiilor de injecţie, presiunea undei secundare poate fi mai mare sau mai mică, pozitivă sau negativă.

În figura 11 se prezintă dependenţa dintre presiunea undei secundare, raportul dintre secţiunea conductei de refulare şi secţiunea orificiilor de injecţie şi presiunea maximă de injecţie. Atunci cînd presiunea undei secundare este mai mare decît presiunea de deschidere a injectorului se produce o postinjecţie. Dacă presiunea undei secundare este pronunţat negativă, atunci apar fenomene de cavitaţie. Postinjecţiile apar la rapoarte mari între secţiunea conductei şi cea a orificiilor de injecţie, iar la rapoarte mici apare cavitaţia. De aici rezultă necesitatea corelării dimensiunilor conductei de refulare cu cele ale pulverizatorului. Se recomandă valoarea 10 a raportului dintre secţiunea diametrului interior a conductei şi secţiunea totală a orificiilor de pulverizare, acceptînd limitele între 8 şi 12. Bineînţeles că la această alegere trebuie neapărat să se ţină seama de cerinţele camerei de ardere privind amestecul combustibil, cît şi de posibilitatea găsirii în producţie a dimensiunii de conductă alese. În cazul adaptării pompelor DPA pe motoare diesel, alegerea corectă a conductei şi a pulverizatorului este de cea mai mare importanţă.

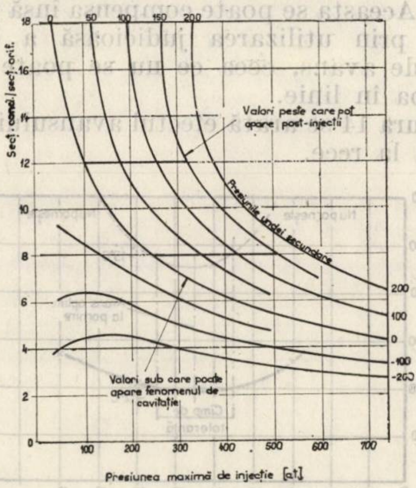


Fig. 11

5.2. Încărcarea camei de injecţie. Atunci cînd se alege o anumită durată de injecţie, care este determinată de diametrul celor două pistonaşe plonjoare şi de profilul camei, trebuie să se ţină seama ca presiunea de contact dintre rolă şi camă în zona critică a vîrfului cu raza cea mai mică să nu depăşească valorile admisibile. Măsurînd presiunea maximă din timpul injecţiei se poate face calculul prin metoda Herz, similar cu cazul prezentat la pompa în linie.

5.3. Forma curbei de debit. Aceasta este o problemă însemnată în perioada de punere la punct a caracteristicilor funcţionale şi este relativ greu de realizat. În figura 12 se dă un exemplu de curbe de debit şi de cuplu motor. Acelaşi motor se poate utiliza atît la vehicule cît şi în agricultură, însă caracterul curbelor de debit şi de cuplu diferă. În mod uzual proiectantul sau fabricantul motorului precizează doar puterea maximă, cuplul maxim şi plasarea acestuia în funcţie de turaţie, urmînd ca cei care se ocupă cu aparatura de injecţie să rezolve forma curbei de debit pentru a satisface aceste cerinţe. S-a constatat însă că motoarele de acelaşi tip diferă în ceea ce priveşte frecările şi eficienţa combustiei în funcţie de turaţie, astfel încît pentru aceleaşi curbe de debit se vor obţine curbe diferite de cuplu. De aceea încă de la primele stadii ale cercetării trebuie să ne asigurăm că motorul supus probelor este reprezentativ pentru fabricaţie. Pompa de injecţie în linie în mod normal prezintă o curbă de debit cu pantă crescătoare în funcţie de mărirea turaţiei, datorită fenomenului de strangulare la orificiul de alimentare din bucşa elementului. La pompa DPA acest fenomen nu apare deoarece momentul închiderii orificiului de distribuţie determină presiunea rămasă în conductă şi rotor la sfîrşitul ciclului de pompare.

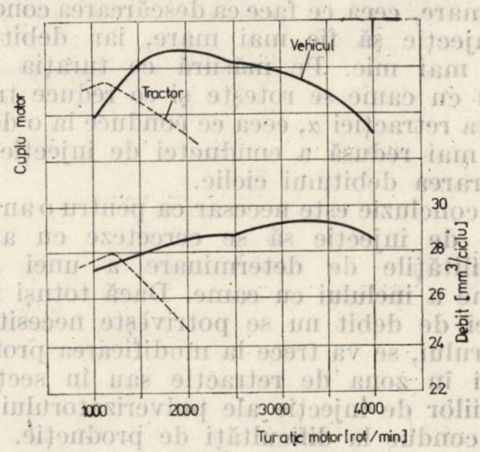


Fig. 12

În figura 13 se prezintă curba de ridicare pe camă în funcţie de momentul deschiderii orificiului de distribuţie, care se deschide cu unghiul β înaintea începerii debitării. În funcţie de durata acestei perioade presiunile din conducta de injecţie şi din canalul rotorului pompei se vor egaliza mai mult sau mai puţin. Ciclul de pompare se termină cînd rola împingătorului

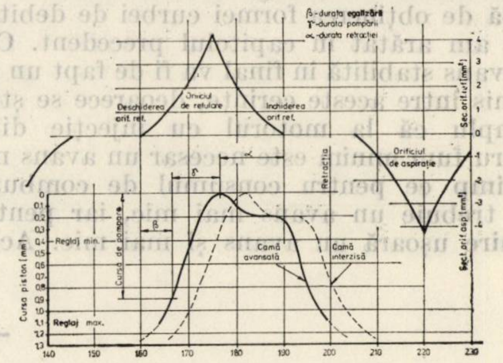


Fig. 13

începe să coboare de pe vîrful camei, deci durata pompării se desfăşoară pe unghiul γ. Urmează apoi o retragere controlată a pistoanelor plonjor pentru descărcarea conductei de injecţie. Durata între vîrful camei şi închiderea orificiului de distribuţie este durata retracţiei. Mărimea cursei de retracţie şi durata cursei unghiulare α sînt de mare importanţă pentru punerea la punct a curbei de debit, dar tot atît de important este să se stabilească şi poziţia relativă dintre camă şi orificiul de distribuţie, operaţie denumită „fazare" şi căreia nu i se acordă încă atenţia cuvenită. Atunci cînd pompa DPA posedă dispozitivul automat de avans fazarea este variabilă în funcţie de turaţie, deoarece inelul cu came este rotit. La turaţii înalte durata α este mare, ceea ce face ca descărcarea conductei de injecţie să fie mai mare, iar debitul pe ciclu mai mic. Pe măsură ce turaţia scade inelul cu came se roteşte şi se reduce treptat durata retracţiei α, ceea ce conduce la o descărcare mai redusă a conductei de injecţie şi la majorarea debitului ciclic.

În concluzie este necesar ca pentru o anumită camă de injecţie să se cerceteze cu atenţie posibilităţile de determinare a unei fazări optime a inelului cu came. Dacă totuşi forma curbei de debit nu se potriveşte necesităţilor motorului, se va trece la modificarea profilului camei în zona de retracţie sau în secţiunea orificiilor de injecţie ale pulverizatorului, care însă conduc la dificultăţi de producţie.

5.4. Curba de avans. Curbele de avans solicitate de un motor diesel se pot încadra în următoarele categorii :

— curbă de avans pentru minimum de fum,

— curbă de avans pentru minimum de consum de combustibil,

— curbă de avans pentru pornire uşoară,

— curbă de avans pentru obţinerea unui anumit nivel de zgomot şi presiune în cilindrii motorului.

La acestea se adaugă curba de avans necesitată de obţinerea formei curbei de debit, aşa cum am arătat în capitolul precedent. Curba de avans stabilită în final va fi de fapt un compromis între aceste cerinţe, deoarece se ştie de exemplu că la motorul cu injecţie directă pentru fum minim este necesar un avans mare, în timp ce pentru consumul de combustibil mic trebuie un avans mai mic, iar pentru o pornire uşoară un avans şi mai mic. Acestea trebuie corelate în aşa fel încît să nu deranjeze curba de debit.

5.5. Pornirea la rece a motorului. După cum se ştie pompa de injecţie DPA standard nu poate furniza un debit majorat la pornirea motorului aşa cum este cazul pompei de injecţie, în linie. Aceasta se poate compensa însă în mare măsură prin utilizarea judicioasă a dispozitivului de avans, ceea ce nu se poate realiza la pompa în linie.

În figura 14 se arată efectul avansului pentru pornirea la rece.

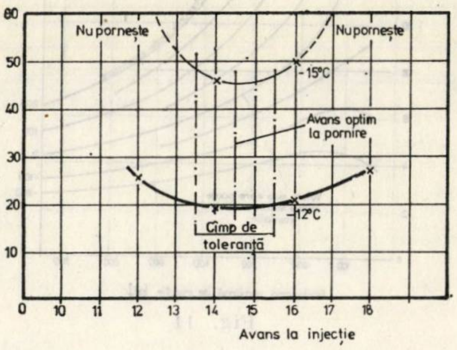


Fig. 14

Această cerinţă se poate realiza cu un dispozitiv de avans în două trepte, a cărei caracteristică funcţională se arată în figura 15.

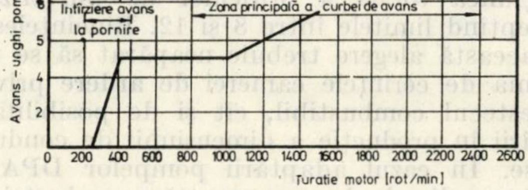


Fig. 15

Astfel, pentru pornire uşoară se realizează o întîrziere de circa 5° rotaţie pompă. Urmează un palier în zona nefuncţională a motorului şi apoi principala curbă de avans despre care s-a discutat în capitolul precedent.

S-au prezentat aceste cîteva aspecte şi informaţii referitoare la aparatura de injecţie în speranţa că vor fi utile tuturor celor care activează în acest domeniu.

CZ ; 629.113 – 585.001.57 : 681.332

Modelarea transmisiei autovehiculelor în vederea studiului pe calculatoare a fenomenelor dinamice

Conf. dr. ing. Simion **POPESCU** – Universitatea din Brașov

1. Generalități

În condiții reale de funcționare a autovehiculului în exploatare regimul tipic de încărcare a transmisiei este regimul tranzitoriu, caracterizat prin numeroase porniri din loc și demarări ale autovehiculului, prin schimbări de viteze, frînări, treceri peste neregularitățile drumului, rezistențe variabile la înaintare, obstacole accidentale etc. Existența factorilor perturbatori cauzați de aceste regimuri tranzitorii face ca în sistemul vibrant al transmisiei să apară vibrații torsionale care dau naștere la considerabile solicitări dinamice. Deoarece sistemele vibrante ale transmisiilor autovehiculelor sînt de o mare complexitate, cercetarea teoretică a vibrațiilor lor torsionale se poate face prin metoda modelării (fig. 1). Pentru aceasta, transmisia reală este înlocuită cu un model dinamic echivalent, în baza căruia se stabilește modelul matematic pentru procesul luat în studiu și se rezolvă cu ajutorul calculatoarelor (numerice sau analogice). În baza cercetărilor experimentale, modelul dinamic al transmisiei este refăcut (îmbunătățit și completat) în așa fel încît rezultatele teoretice să fie cît mai apropiate de cele experimentale.

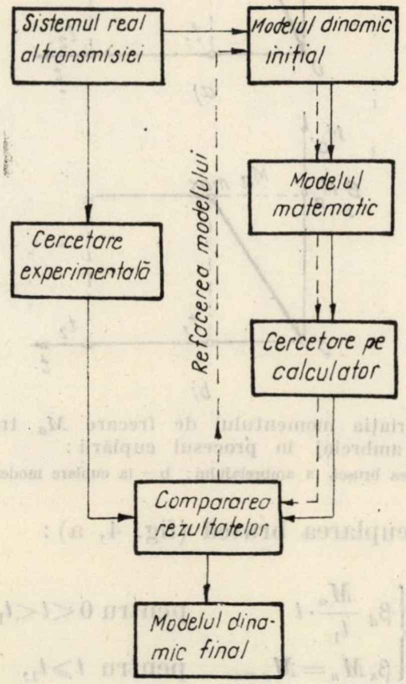

Sistemul real al transmisiei
Modelul dinamic inițial
Modelul matematic
Cercetare experimentală
Refacerea modelului
Cercetare pe calculator
Compararea rezultatelor
Modelul dinamic final

Fig. 1. Metodica de modelare în vederea cercetării fenomenelor dinamice din transmisia autovehiculelor.

2. Stabilirea modelelor dinamice ale transmisiilor

Pentru cercetarea teoretică a fenomenelor dinamice transmisia reală se înlocuiește cu un model dinamic echivalent, care reprezintă un sistem vibrant torsional format din mase concentrate (volanți), legate între ele prin arbori elastici, considerați imponderabili, și cu cuplaje elastice și cu fricțiune. În diferite porțiuni ale modelului acționează forțe de amortizare și factori perturbatori corespunzînd celor din sistemul real al transmisiei în procesele tranzitorii luate în studiu. Elementele modelelor dinamice se reprezintă prin simboluri, cele adoptate în această lucrare fiind prezentate în figura 2.

În cazul autovehiculelor cu două roți motoare (4 × 2), modelele dinamice sînt de tipul în lanț (fig. 3, a), iar în cazul autovehiculelor cu patru roți motoare (două punți motoare) (4 × 4) modelele dinamice sînt formate din două ramificații (fig. 3, b), care pleacă dintr-un punct (de la cutia de distribuție), după care se reunesc (la transmiterea forței la tracțiune de la roți la cadrul autovehiculului). La autovehiculele cu mai mult de două punți motoare numărul ramificațiilor este egal cu numărul punților. Toate elementele sistemului se reduc de obicei la arborele ambreiajului. Momentele de inerție

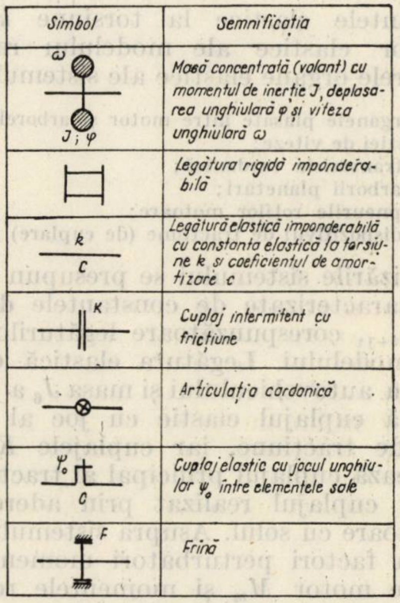

Simbol
Semnificația
ω
J ; φ
Masă concentrată (volant) cu momentul de inerție J, deplasarea unghiulară φ și viteza unghiulară ω
Legătura rigidă imponderabilă
k
c
Legătură elastică imponderabilă cu constanta elastică la torsiune k și coeficientul de amortizare c
K
Cuplaj intermitent cu fricțiune
Articulația cardanică
ψ₀
c
Cuplaj elastic cu jocul unghiular ψ₀ între elementele sale
F
Frînă

Fig. 2. Simbolurile utilizate în modelele dinamice și semnificația lor.

J_i reprezintă următoarele mase ale sistemului real :

J_1 — masele mobile ale motorului ;
J_2 — organele transmisiei plasate între motor şi arborele cardanic ;
J_3 — organele transmisiei plasate între cutia de viteze şi roţile motoare ;
J_4 — roţile motoare ale autovehiculului ;
J_5 — masa autovehiculului ;
J_6 — masa remorcii.

Maselor J_i le corespund deplasările unghiulare φ_i şi vitezele unghiulare ω_i.

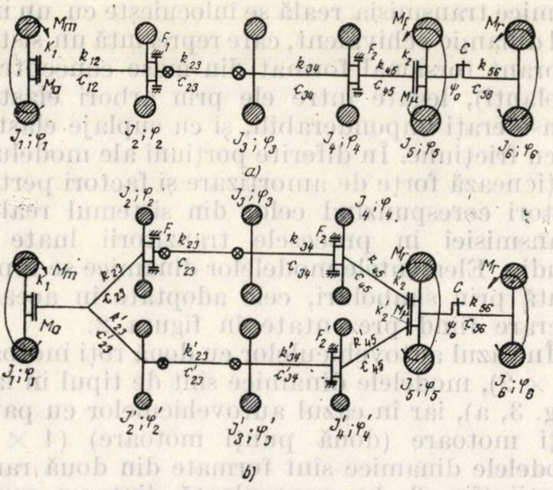


Fig. 3. Modelele dinamice echivalente ale transmisiilor autovehiculelor :

a – autovehiculul cu o punte motoare ; b – autovehicul cu două punţi motoare (cu indicele prim s-a notat transmisia la puntea din faţă).

Constantele elastice la torsiune $k_{i,\,i+1}$ ale legăturilor elastice ale modelului reprezintă următoarele organe elastice ale sistemului real :

k_{12} — organele plasate între motor şi arborele de ieşire al cutiei de viteze ;
k_{23} — transmisia cardanică ;
k_{34} — arborii planetari ;
k_{45} — pneurile roţilor motoare ;
k_{56} — dispozitivul de tracţiune (de cuplare) a remorcii.

Amortizările sistemului se presupun vîscoase şi sînt caracterizate de constantele de amortizare $c_{i,i+1}$, corespunzătoare legăturilor dintre masele modelului. Legătura elastică C dintre masa J_5 a autovehiculului şi masa J_6 a remorcii reprezintă cuplajul elastic cu joc al dispozitivului de tracţiune, iar cuplajele K_1 şi K_2 simbolizează cuplajul principal al tractorului şi respectiv cuplajul realizat prin aderenţa roţilor motoare cu solul. Asupra sistemului acţionează ca factori perturbatori momentul dezvoltat de motor M_m şi momentele rezistente M_f şi M_r, create de rezistenţa la rulare a autovehiculului şi respectiv de rezistenţa maşinii remorcate. La frînare acţionează ca factori perturbatori momentele de frînare realizate de frîna de staţionare (frîna de mînă) F_1 montată pe arborele de ieşire din cutia de viteze şi frîna de serviciu F_2 care acţionează asupra roţilor autovehiculului.

3. Modelarea cuplajelor modelului

a) Modelarea ambreiajului principal (*cuplajul* K_1 *din modele*). În procesul cuplării ambreiajului dependenţa de timp a momentului de frecare transmis de ambreiaj $M_a(t)$ este influenţată în cea mai mare măsură de viteza de cuplare, caracterizată de durata de timp t_1 între începutul cuplării ($t = a$; $M_a = 0$) şi obţinerea momentului maxim de frecare ($t=t_1$; $M_a=M_{a\,\max}$). Dependenţa de timp $M_a(t)$ poate fi modelată matematic prin funcţiile (fig. 4) :

— la cuplarea moderată (fig. 4, b) :

$$M_a = \begin{cases} \dfrac{M_{a\,max}}{t_1}\cdot t & \text{pentru } 0<t<t_1\,; \\ M_{a\,max} = \beta_s M_n & \text{pentru } t \geqslant t_1\,; \end{cases} \qquad (1)$$

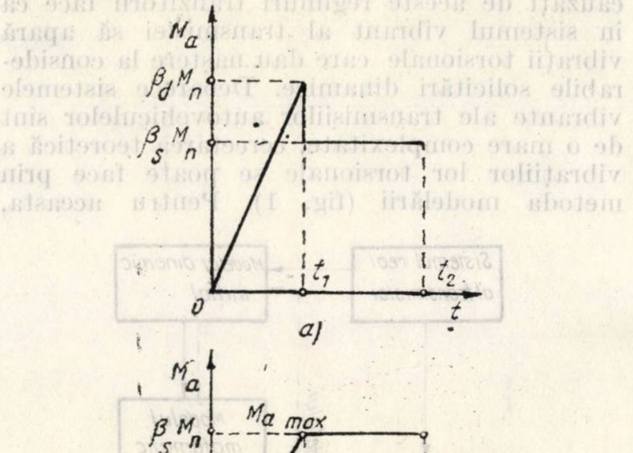


Fig. 4. Variaţia momentului de frecare M_a transmis de ambreiaj în procesul cuplării :

a – la cuplarea bruscă a ambreiajului ; b – la cuplare moderată şi lentă.

— la cuplarea bruscă (fig. 4, a) :

$$M_a = \begin{cases} \beta_d \dfrac{M_n}{t_1}\cdot t & \text{pentru } 0<t<t_1\,; \\ \beta_s M_n = M_{a\,max} & \text{pentru } t \geqslant t_1, \end{cases} \qquad (2)$$

în care :

M_n este momentul nominal al motorului ;
β_s şi β_d — coeficientul static şi respectiv dinamic de rezervă al ambreiajului.

Momentul de frecare transmis de ambreiaj depinde şi de viteza relativă (de patinare) dintre discurile ambreiajului. În acest sens, în literatură se recomandă exprimarea sa prin funcţia :

$$M_a = M_{a\,max}\,(1 - e^{-nt})[1 - (\omega_1 - \omega'_1)d], \qquad (3)$$

în care :

n este un indice al cuplării;
d — factorul de proporţionalitate;
ω_1 şi ω_1' — viteza unghiulară a discurilor conducătoare şi conduse ale ambreiajului.

Valoarea indicelui cuplării n depinde de timpul de cuplare t_1 : la cuplări instantanee ($t_1=0$) indicele $n=\infty$, iar pentru viteze de cuplare finite este cuprins între 0 şi ∞. Deoarece din funcţia (3) rezultă că timpul necesar pentru atingerea momentului maxim de frecare $M_{a\,max}=\beta M_n$ este infinit, în calcule se consideră că procesul cuplării ambreiajului se încheie cînd $M_a=0{,}95 M_{a\,max}$, ceea ce corespunde unei durate $t_1=\frac{3}{n}$ secunde.

b) *Modelarea aderenţei roţilor motoare cu drumul.* Procesul transmiterii forţei motoare de la roţile motoare la corpul autovehiculului, realizat prin aderenţa roţilor cu drumul, este însoţit întotdeauna de patinare, a cărei valoare relativă este dată de relaţia :

$$\delta=\frac{v_t-v}{v_t}, \tag{4}$$

în care :

v_t este viteza periferică a roţilor motoare;
v — viteza de deplasare a autovehiculului.

Valoarea patinării δ variază cu mărimea forţei tangenţiale de tracţiune F_m transmisă de roţile motoare prin aderenţa cu drumul. Momentul de aderenţă $M\mu$, redus la arborele ambreiajului, se calculează cu relaţia :

$$M\mu=\frac{Fm\,rm}{i_{tr}\,\eta_{tr}} \tag{5}$$

în care :

r_m este raza dinamică a roţilor motoare;
i_{tr} şi η_{tr} — raportul de transmitere şi randamentul mecanic al transmisiei autovehiculului;

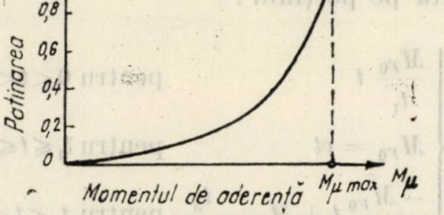


Fig. 5. Variaţia patinării δ a roţilor motoare ale autovehiculului în funcţie de momentul $M\mu$ transmis prin aderenţa roţilor motoare cu drumul.

Dependenţa patinării δ de momentul de torsiune $M\mu$ transmis prin aderenţa roţilor cu drumul este prezentată în figura 5. La valoarea maximă a momentului de aderenţă $M_{\mu max}$ are loc patinarea totală $\delta=1$, cînd cuplajul cu fricţiune „roţi-drum" (cuplajul K_2 din modelele din fig. 3) devine limitativ. Pentru modelarea acestui cuplaj se pleacă de la dependenţa $\delta=\delta(Fm)$, determinată analitic sau experimental [4; 5], obţinînd în baza relaţiei (5) funcţia de modelare $\delta=\delta(M\mu)$.

c) *Modelarea cuplajelor cardanice.* Legea de transmitere a mişcării pentru o articulaţie oarecare a unei transmisii cardanice este o funcţie periodică, care în primă aproximaţie are expresia [2] :

$$\varphi_{i2}=\varphi_{i1}+\varepsilon_i \sin 2\varphi_{i1}, \tag{6}$$

în care :

φ_{i1} şi φ_{i2} sînt deplasările unghiulare ale arborelui conducător şi condus al articulaţiei;
ε_i — coeficientul dat de relaţia $\varepsilon_i=\mathrm{tg}^2\frac{\alpha}{2}$;
α_i — unghiul ascuţit format pe axele arborilor articulaţiei.

Într-un sistem torsional polimasic care include articulaţii cardanice (fig. 6), ecuaţia de mişcare a unei mase oarecare J_i este [2] :

$$J_i\ddot{\varphi}_{i1}+c_{i-1,i}\,(\varphi_{i1}-\varphi_{i-1,2})-c_{i,i+1}\,(\varphi_{i+1,1}-$$
$$-\varphi_{i2})\frac{\partial\varphi_{i2}}{\partial\varphi_{i1}}=0. \tag{7}$$

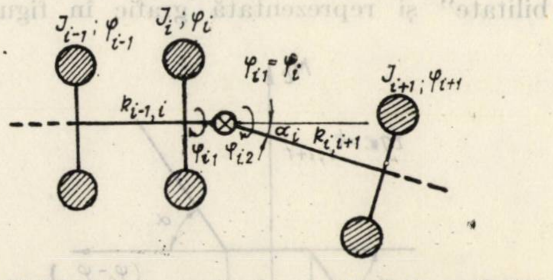


Fig. 6. Model dinamic torsional cu articulaţie cardanică.

d) *Modelarea dispozitivului de remorcare* (cuplajul C din sistem). Dispozitivul de tracţiune (remorcare) este un cuplaj elastic longitudinal cu joc. Existenţa jocului ε_0 face ca acest cuplaj, schematizat în figura 7a, să transmită forţa de tracţiune numai după ce jocul dispare şi cele două părţi se află în contact. Într-un model dinamic torsional cuplajul longitudinal poate fi înlocuit printr-un cuplaj de torsiune echivalent (fig. 7, b), format din două părţi : o parte legată de cadrul autovehiculului (partea conducătoare), iar cealaltă de masa remorcată (partea condusă). Jocul unghiular ψ_0 al cuplajului de torsiune reprezintă jocul longitudinal ε_0, redus la arborele ambreiajului cu relaţia :

$$\psi_0=\frac{\varepsilon_0}{r_m}\,i_{tr}. \tag{8}$$

Cuplajul din figura 7c transmite un moment elastic de torsiune numai cînd jocul unghiular ψ_0 dintre elementele lui dispar. Acest proces

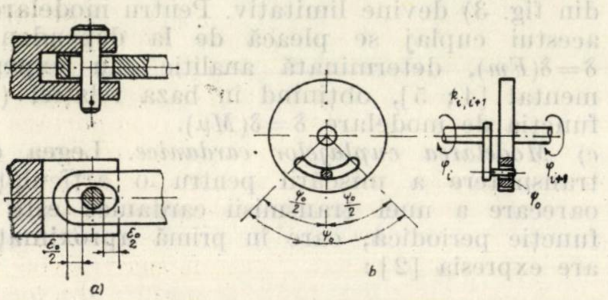


Fig. 7. Schema cuplajului elastic cu joc dintre autovehicul şi remorcă :

a – schema cuplajului real (longitudinal) ; b – cuplajul elastic echivalent în sistemul torsional.

se poate modela matematic prin funcţia neliniară :

$$M_c=\begin{cases} k_{i,i+1}\left(\varphi_i-\varphi_{i+1}+\frac{\psi_0}{2}\right), & \text{pentru } (\varphi_i-\varphi_{i+1})<-\frac{\psi_0}{2};\\ Q & \text{pentru } -\frac{\psi_0}{2}\leqslant(\varphi_i-\varphi_{i+1})\leqslant\frac{\psi_0}{2};\\ k_{i,i+1}\left(\varphi_i-\varphi_{i+1}-\frac{\psi_0}{2}\right), & \text{pentru } (\varphi_i-\varphi_{i+1})>+\frac{\psi_0}{2}, \end{cases} \tag{9}$$

denumită în mod obişnuit, ,,zonă de insensibilitate'' şi reprezentată grafic în figura 8.

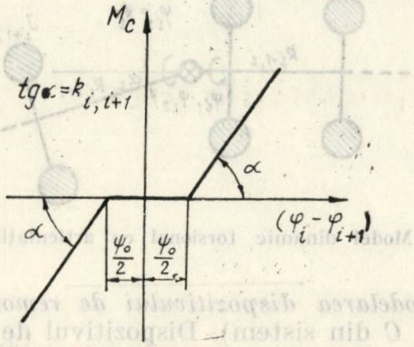


Fig. 8. Variaţia momentului de torsiune M_c transmis de cuplajul elastic cu joc în procesele vibraţiei torsionale a sistemului.

4. Modelarea factorilor perturbatori ai sistemului

a. Modelarea momentului de torsiune dezvoltat de motor. Pentru stabilirea variaţiei momentului de torsiune M_m dezvoltat de motor se pleacă de la caracteristicile de turaţie $M_m(\omega_m)$, determinate teoretic sau experimental. În cazul autovehiculelor echipate cu motoare diesel cu regulator de turaţie pentru toate regimurile de funcţionare (cazul tractoarelor agricole şi a unor autocamioane şi autobuze), se are în vedere că la încărcarea variabilă (în regimuri tranzitorii) acestea se comportă ca sisteme de reglare automată cu circuit închis [3].

b. Modelarea momentelor de frînare. În procesul frînării autovehiculului, forţa de frînare F_f variază în timp ca în figura 9. Timpul t_1 corespunde întîrzierii din momentul începerii dezvoltării forţei de frînare pînă la atingerea valorii sale constante. În intervalul t_1-t_2 are loc frînarea intensivă cu menţinerea forţei de frînare constante, corespunzător forţei dezvoltate asupra pedalei de frînare. Intervalul t_2-t_3 reprezintă timpul de la slăbirea pedalei pînă la anularea efectivă a forţei de frînare. Valoarea maximă a forţei de frînare realizabile la roţile autovehiculului este dată de relaţia: $F_{fmax}=\mu G_{af}$, unde μ este coeficientul de aderenţă dintre roţi şi drumuri, iar G_{af} – partea din greutatea G_a a autovehiculului care revine roţilor frînate (greutatea aderentă la frînare). În cazul frînelor de serviciu ale automobilelor $G_{af}=G_a$; în cazul frînelor de mînă $G_{af}=(0{,}6\ldots 0{,}8)\,G_a$, deoarece frînele acţionează numai pe roţile din spate.

Efectul forţelor de frînare realizate la roţi se reduce la arborele ambreiajului cu relaţia :

$$M_F=\frac{F_f\,r_m}{i_{tr}\,\eta_{tr}}. \tag{10}$$

Admiţînd pe porţiunile $0-t_1$ şi t_2-t_3 o variaţie liniară (fig. 9), modelarea matematică

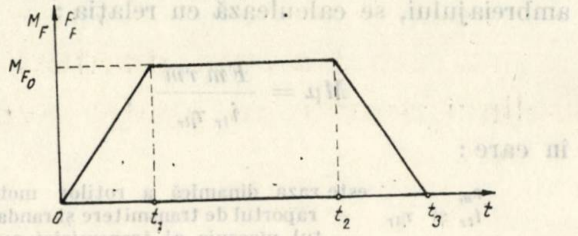


Fig. 9. Dependenţa de timp a momentului de frînare M_F realizat la roţi în procesul frînării.

a curbei $M_F(t)$ se poate face printr-o funcţie definită pe porţiuni :

$$M_F=\begin{cases} \frac{M_{F0}}{t_1}\,t & \text{pentru } 0<t<t_1;\\ M_{F0}=ct & \text{pentru } t_1\leqslant t\leqslant t_2;\\ \frac{-M_{F0}}{t_3-t_2}\,t+M_{F0}\frac{t_3}{t_3-t_2} & \text{pentru } t_2<t<t_3. \end{cases} \tag{11}$$

Mărimea intervalului de frînare cu forţă constantă t_1-t_2 şi valoarea momentului M_{F0} depind de durata şi intensitatea frînării.

c. Modelarea momentelor de torsiune rezistente. La deplasarea autovehiculului pe drum orizontal apar rezistențe ale mediului înconjurător, dintre care cele mai importante sînt rezistențele la rulare ale autovehiculului R_f și rezistența creată de mașinile tractate R_m. Efectul acestor rezistențe se reduce la arborele ambreiajului cu ajutorul relațiilor :

$$M_f = \frac{R_f\, r_m}{i_{tr}\,\eta_{tr}}\,;\; M_r = \frac{R_m\, r_m}{i_{tr}\,\eta_{tr}}. \qquad (12)$$

5. Modelarea matematică

Modelele dinamice din figura 3 reprezintă sisteme vibrante torsionale disipative cu mai multe grade de libertate. Studiul matematic al vibrațiilor torsionale ale acestor sisteme în diferite regimuri tranzitorii (de exemplu la pornirea din loc, la demararea autovehiculului, la frînare etc.) se face în baza modelelor matematice, care reprezintă totalitatea ecuațiilor diferențiale și de legătură care descriu mișcarea maselor. La stabilirea acestor ecuații se au în vedere modelările matematice concrete ale momentelor de torsiune transmise de articulațiile cardanice și de cuplajele K_1, K_2 și C, modelările matematice ale momentelor de torsiune perturbatoare M_m, M_f, M_r și M_F care acționează asupra maselor modelului precum și variația patinării $\delta = \delta(M_\mu)$ a troților motoare în procesul interacțiunii dintre roți și drum. Modelul matematic astfel obținut permite un studiu detaliat al influenței pe care o au masele, legăturile elastice și cu fricțiune, factorii perturbatori și de amortizare precum și alți parametri constructivi, funcționali și de exploatare ai autovehiculului, asupra comportării dinamice a transmisiei acestora. Deoarece modelele matematice obținute au o mare complexitate, ele se rezolvă cu ajutorul calculatoarelor numerice sau analogice. Metodica de modelare pe calculatorul analogic a transmisiei tractoarelor pe roți (4×2) în procesul pornirii din loc și demarajului a fost prezentată într-o lucrare anterioară [5].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dudiță, F.* Regimuri tranzitorii în transmisia automobilului. Studii și cercetări de mecanică aplicată. Tom. 16, nr. 3, 1964.

[2] *Duditza, F.* Parametrische Drehschwingungen in Kardangelenkgetrieben. VDI — Berichte, Nr. 127, 1969.

[3] *Nițescu, Gh., Popescu, S.* Comportarea motorului la funcționarea tractorului în regimuri tranzistorii. Studii și cercetări de mecanică agricolă, vol. V, Nr. 3, 1971.

[4] *Popescu S.* — Studiul solicitărilor dinamice în transmisia tractoarelor pe roți. Teză de doctorat, Institutul politehnic — Brașov, 1970.

[5] *Popescu S.* Utilizarea calculatorului analogic pentru studiul sarcinilor dinamice în transmisia tractoarelor pe roți. Construcția de mașini, nr. 5—6, 1974.

◆

CZ: 621.833.1.01:539.3

Asupra elasticității danturii angrenajelor cilindrice cu dinți drepți cu profil evolventic

Ing. Paul MIULESCU – ICPAT – Brașov

Încărcarea angrenajelor și funcționarea sub sarcină pentru diverse regimuri de lucru necesită cunoașterea geometriei, a cinematicii, a elasticității, a forțelor și solicitărilor. Determinarea încărcării dinților în cursul angrenării, avînd în vedere elasticitatea lor, ne permite să ne formăm o imagine clară asupra solicitărilor care apar în dantură, asupra șocurilor la intrarea în angrenare (zgomotul angrenajelor cilindrice cu dinți drepți) precum și asupra posibilității de reducere a acestor efecte defavorabile. În scopul rezolvării lor utilizăm un model matematic pentru determinarea încărcării dinților. Astfel, relațiile (1)...(6) ne permit determinarea profilului danturii și putem reproduce, bineînțeles cu o anumită aproximație, procesul angrenării (figurile 1 și 6.1...6.10).

Notăm cu :

S_y — grosimea pe coardă a dintelui la diametrul D_y
h_y — înălțimea la coardă S_y
m — modulul danturii,
ξ — deplasarea specifică,
α_0 — unghiul profilului de referință,
z — numărul de dinți,
S_b — grosimea pe coardă a dintelui la diametrul de bază D_b,
D_1 — diametrul interior,
D_e — diametrul exterior,
$x_1 y$— coordonatele punctului pe profilul dintelui la diametrul D_y.

$$S_y = D_y \sin\left\{\frac{m\left(\dfrac{\pi}{2} + 2\xi\,\mathrm{tg}\,\alpha_0\right)}{D_d} + \mathrm{inv}\,\alpha_0 - \right.$$

$$\left. - \mathrm{inv}\left(\arc\cos\left(\left(\frac{D_d}{D_y}\right)\cos\alpha_0\right)\right)\right\} \qquad (1)$$

$$h_y = \frac{D_e - D_y}{2} - \frac{D_y}{2}\left\{\left(\cos\left[\frac{m\left(\dfrac{\pi}{2} + 2\xi\,\mathrm{tg}\,\alpha_0\right)}{D_d}\right.\right.\right. +$$

$$+\operatorname{inv}\alpha_0-\operatorname{inv}\left(\arccos\left(\frac{D_d}{D_y}\right)\cos\cdot\alpha_0\right)\Big]-1\Big\}$$

$$S_y=\frac{S_b\,R_y}{R_b}\qquad R_b=\frac{D_b}{2}\qquad R_y=\frac{D_y}{2}\qquad R_e=\frac{D_e}{2}$$

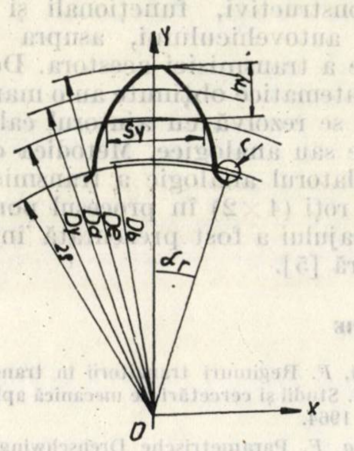


Fig. 1

$$h_y=R_e-R_y\cos\gamma_1\qquad \gamma_1=\operatorname{arc\,tg}\left(\frac{S_b}{D_b}\right)\tag{2}$$

$$x=\frac{S_y}{2}\qquad y=R_y\cos\gamma_1$$

$$x_r=\frac{\rho\sin\alpha r+m\rho\cos\alpha r}{m^2+1}\qquad \rho=R_i+r$$

$$y_r=mx_r\qquad m=\frac{2\sqrt{Rb^2-\dfrac{Sb}{(2)^2}}}{S_b}\qquad R_r=\sqrt{x^2r+yr^2}\tag{3}$$

$$x_0=\frac{\dfrac{y_1-y_2}{2}-\dfrac{x_1^2-x_2^2}{2(y_1-y_2)}+\dfrac{x_1^2-x_3^2}{2(y_1-y_3)}}{\dfrac{x_1-x_3}{y_1-y_3}-\dfrac{x_1-x_2}{y_1-y_2}}$$

$$y_0=-\frac{x_1-x_3}{y_1-y_3}\left(x_0-\frac{x_1-x_3}{2}\right)+\frac{y_1+y_3}{2}\tag{4}$$

$$R_0=\sqrt{(x_0-x_1)^2+(y_0-y_1)^2}$$

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha r}{2}\right)=\frac{x_0\pm\sqrt{x_0^2-(c+y_0)(c-y_0)}}{c+y_0}$$

$$c=-\frac{(r+R_0)^2-\rho^2-x_0^2-y_0^2}{2\rho}$$

$$y_{ro}=\frac{-(c_1C_2-y_0)}{c_2^2+1}\qquad x_{r0}=x_0+\sqrt{R_0^2-(y_{r0}-y_0)^2}\tag{5}$$

$$c_1=\frac{2\rho x_0\sin\alpha_r+r^2-x_0-R_0^2-\rho^2+y_0^2}{2x_0-2\rho\sin\alpha_r}$$

$$c_2=\frac{\rho\cos\alpha_r-y_0}{x_0-\rho\sin\alpha_r}$$

$$S_y=2R_y\sin\gamma_2\qquad \gamma_2=\alpha_r-\theta$$

$$\theta=\arccos\left(\frac{R_y^2-r^2+(r+R_i)^2}{2R_y(r+r_i)}\right)\qquad R_i=\frac{\theta_i}{2}\tag{6}$$

$$x=\frac{S_y}{2}\qquad y=R_y\cos\gamma_2$$

Relațiile (1) definesc profilul evolventic.

Relațiile (2) determină grosimea dintelui de la raza cercului de bază, la raza unde începe racordarea cu cercul interior.

Relațiile (3) ne dau coordonatele punctului de tangență X_T, Y_T între cercul de racordare la cercul interior al danturii și segmentul ce unește cercul de bază cu cel interior.

Relațiile (4) determină raza și coordonatele centrului cercului ce înlocuiește profilul în vecinătatea diametrului interior. (X_1, Y_1, X_2, Y_2, X_3, Y_3) sînt coordonatele punctelor care definesc cercul ce înlocuiește profilul dintelui).

Coordonatele punctului de tangență X_{T0}, Y_{T0} între cercul de înlocuire al profilului și cercul de racordare al piciorului dintelui sînt date în relațiile (5).

Grosimea dintelui în zona racordării cu cercul interior este dată de relațiile (6).

Astfel notăm cu :

A — distanța între axele roților,
Re — razele cercurilor exterioare,
Rb — razele cercurilor de bază,
(Re_1, Rb_1, pentru roata Z_1 și Re_2, Rb_2 pentru roata Z_2),
ρ_i — raza de curbură la piciorul dintelui pentru roata dințată conducătoare Z_1

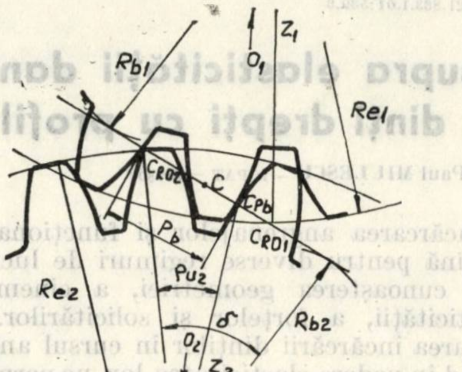


Fig. 2

Unghiul δ între Re_2 și Rb_2 va fi :

$$\delta=\operatorname{arc\,tg}\left(\frac{\sqrt{R_{e2}^2-R_{b2}^2}}{R_{b2}}\right)\tag{7}$$

Unghiul corespunzător pasului de bază p_b pentru roata Z_2 este pu_2 dat de relația :

$$pu_2=\delta-p-\operatorname{arc\,tg}\left(\frac{R_{b2}\operatorname{tg}(\delta-p)-p_b)}{R_{b2}}\right)\tag{8}$$

Luînd un punct C (fig. 3) într-o poziție oarecare pe linia de angrenare și unindu-l cu C_2 centrul roții conduse Z_2, obținem unghiul p între dreapta CO_2 cu raza R_{e2}. Fiecărui punct de contact C de pe dreapta de angrenare îi corespunde un unghi p. Asemănător cu relația (8) unghiul corespunzător pasului de bază pentru roata Z_1, pu_1 este dat de relația :

$$pu_1 = \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{R_{b1}\operatorname{tg}\left(\operatorname{arc\,tg}\left(\frac{\rho_1'}{R_{b1}}\right) + p_i\right) + p_b}{R_{b1}}\right) - \left(\operatorname{arc\,tg}\left(\frac{\rho_i'}{R_{b1}}\right) + p_i\right) \tag{9}$$

unde p_i are semnificația unghiului p însă pentru roata conducătoare Z_1.

Unghiul p_i se determină cu ajutorul segmentului $1 = C_{Re_2}C$, în care C_{Re_2} este punctul C corespunzător razei Re_2 și $R_{2c} = O_2C$, distanță de la punctul C la centrul roții Z_2.

$$p_i = \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{\rho_1' + 1}{R_{b1}}\right) - \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{\rho_1'}{R_{b1}}\right) \tag{10}$$

$$1 = \sqrt{R_{e2}^2 + R_{2c}^2 - 2R_{e2} \cdot R_{2c}\cos(\mathrm{p})}$$

În cele mai multe cazuri la roțile dințate cilindrice cu dinți drepți avînd gradul de acoperire supraunitar ($1 < \varepsilon < 2$) continuitatea angrenării este asigurată prin existența în permanență în angrenare a cel puțin doi dinți conjugați.

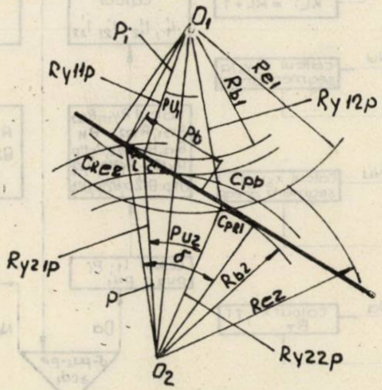


Fig. 3

Rezultă deci că atît timp cît este satisfăcută inegalitatea (11)

$$\delta - pu_2 - p \geqslant \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{A\sin\alpha - \sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2}}{R_{b2}}\right) \tag{11}$$

(α — unghiul de angrenare)

vom avea două perechi de dinți în angrenare și va rămîne o singură pereche de dinți cît timp avem :

$$\delta - p \geqslant \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{A\sin\alpha - pb - \rho_i}{R_{b2}}\right) \tag{12}$$

Notăm : $Cd_1 = \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{A\sin\alpha - \sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2}}{R_{b2}}\right)$

$$Cd_2 = \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{A\sin\alpha - p_0 - \rho_i'}{R_{b2}}\right)$$

Cunoscînd unghiul p și p_i pentru fiecare poziție a punctului C pe dreapta de angrenare, determinăm distanța de la acest punct la centrele O_1 și O_2 a celor două roți dințate: R_{y11p}, R_{y12p}, R_{y21p}, R_{y22p} și razele pînă la punctele de aplicație a forțelor pe dinții R_{y11}, R_{y12}, R_{y21}, R_{y22} cu relațiile (13).

$$\Delta i_1 = \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{S_{b1}}{D_{b1}}\right) \qquad \Delta i_2 = \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{S_{b2}}{D_{b2}}\right) \tag{13}$$

$$R_{y11} = \frac{R_{b1}}{\cos\theta_{11}} \qquad R_{y11p} = \frac{R_{b1}}{\cos\theta_{11p}}$$

$$\theta_{11} = \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{\rho_1'}{R_{b1}}\right) + p_i - (\Delta i_1 - \operatorname{inv}\theta_{11p})$$

$$\theta_{11p} = \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{\rho_1'}{R_{b1}}\right) + p_i$$

$$R_{y12} = \frac{R_{b1}}{\cos\theta_{12}} \qquad R_{y12p} = \frac{R_{b1}}{\cos\theta_{12p}}$$

$$\theta_{12} = \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{\rho_1'}{R_{b1}}\right) + p_i + pu_1 - (\Delta i_1 - \operatorname{inv}\theta_{12p})$$

$$\theta_{12p} = \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{\rho_1'}{R_{b1}}\right) + p_i + pu_1$$

$$R_{y21} = \frac{R_{b2}}{\cos\theta_{21}} \qquad R_{y21p} = \frac{R_{b2}}{\cos\theta_{21p}} \tag{14}$$

$$\theta_{21} = \delta - p - (\Delta i_2 - \operatorname{inv}\theta_{21p}) \qquad \theta_{21p} = \delta - p$$

$$R_{y22} = \frac{R_{b2}}{\cos\theta_{22}} \qquad R_{y22p} = \frac{R_{b2}}{\cos\theta_{22p}}$$

$$\theta_{22} = \delta - p - pu_2(\Delta i_2 - \operatorname{inv}\theta_{22p})\,;$$

$$\theta_{22p} = \delta - p - pu_2$$

În cazul cînd avem două perechi de dinţi în angrenare forţa Q ce acţionează după direcţia liniei de angrenare va fi descompusă în Q_1 ce se aplică asupra primei perechi de dinţi în contact şi Q_2 ce se aplică celei de-a doua pereche de dinţi în contact. Forţele Q_1 şi Q_2 se determină avînd rigidităţile dinţilor, aceştia fiind socotiţi bare încastrate de secţiune variabilă.

În cazul angrenării singulare forţa Q se aplică la raza R_{y11} pentru roata Z_1 şi la raza R_{y21} pentru roata Z_2. Calculînd deformaţiile în direcţia forţei tangenţiale a dinţilor V_{y11}, V_{y12}, V_{y22}, V_{y21}, se pot determina Q_1 şi Q_2 din relaţiile (14) şi (15).

$$V_{y11} = \frac{P_{11}}{E} \cdot I'_{11} \quad I'_{11} = \sum_{y=h_{11}}^{y=h} \frac{1}{I_{11x}} \int_{h'}^{h'+\Delta h'} t^2\, dt\,;$$

$$P_{11} = Q_1 \cos\theta_{11}\,; \qquad h'_{11} = R_{e1} - R_{y11}$$

$$V_{y12} = \frac{P_{12}}{E} \cdot I'_{12}\,; \quad I'_{12} = \sum_{Y=h_{12}}^{y=h} \frac{1}{I_{12y}} \int_{h'}^{h'+\Delta h'} t^2\, dt\,;$$

$$P_{12} = Q_2 \cos\theta_{12}\,; \qquad h'_{12} = R_{e1} - R_{y12}$$

$$V_{y21} = \frac{P_{21}}{E} \cdot I'_{21}\,; \quad I'_{21} = \sum_{Y=h'_{21}}^{y=h} \frac{1}{I_{21y}} \int_{h'}^{h'+\Delta h'} t^2\, dt\,;$$

$$P_{21} = Q_1 \cos\theta_{21}\,; \qquad h'_{21} = R_{e2} - R_{y21}$$

$$V_{y22} = \frac{P_{22}}{E} \cdot I'_{22}\,; \quad I'_{22} = \sum_{y=h'_{22}}^{y=h} \frac{1}{I_{22y}} \int_{h'}^{h'+\Delta h'} t^2\, dt\,;$$

$$P_{22} = Q_2 \cos\theta_{22}\,; \qquad h'_{22} = R_{e2} - R_{y22}$$

h este înălţimea dintelui,

E – modul de elasticitate,

I_y – moment de inerţie al secţiunii de la distanţa y de vîrful dintelui.

Astfel, dacă datorită deformaţiilor, roata Z_1 se va roti presupunînd că roata Z_2 rămîne fixă, unghiul de rotire rezultat din săgeţile primei perechi de dinţi este egal cu cel rezultaţ din săgeţile celei de-a doua perechi de dinti în angrenare.

Scriind această egalitate avem :

$$\frac{V_{y11}}{R_{y11p}} + \frac{V_{y21}}{R_{y21p} \cdot i} = \frac{V_{y12}}{R_{y12p}} + \frac{V_{y22}}{R_{y22p} \cdot i} \qquad i = \frac{Z_1}{Z_2} \tag{15}$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\dfrac{I'_{12} \cos\theta_{12}}{R_{y12p}} + \dfrac{I'_{22} \cos\theta_{22}}{R_{y221} \cdot i}}{\dfrac{I'_{11} \cos\theta_{11}}{R_{y11p}} + \dfrac{I'_{21} \cos\theta_{21}}{R_{y21} \cdot i}}$$

Pentru cazul cînd avem gradul de acoperire $\varepsilon > 2$ deci avem mai mult de doi dinţi în angrenare, calculul deformaţiilor şi forţelor se face asemănător. Schema logică pentru programarea algoritmului este compusă din două părţi : prima parte înglobează determinarea formei danturii, iar cea de-a doua, cuprinde calculul pentru determinarea forţelor deformaţiilor şi solicitărilor.

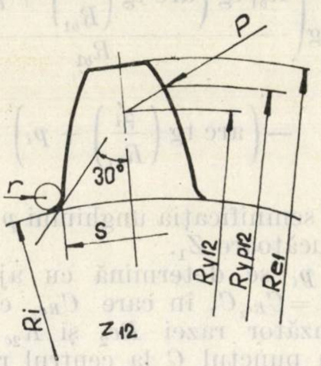

P
30°
r
S
Ri
Ry12
Rypr2
Re1
Z12

Fig. 4

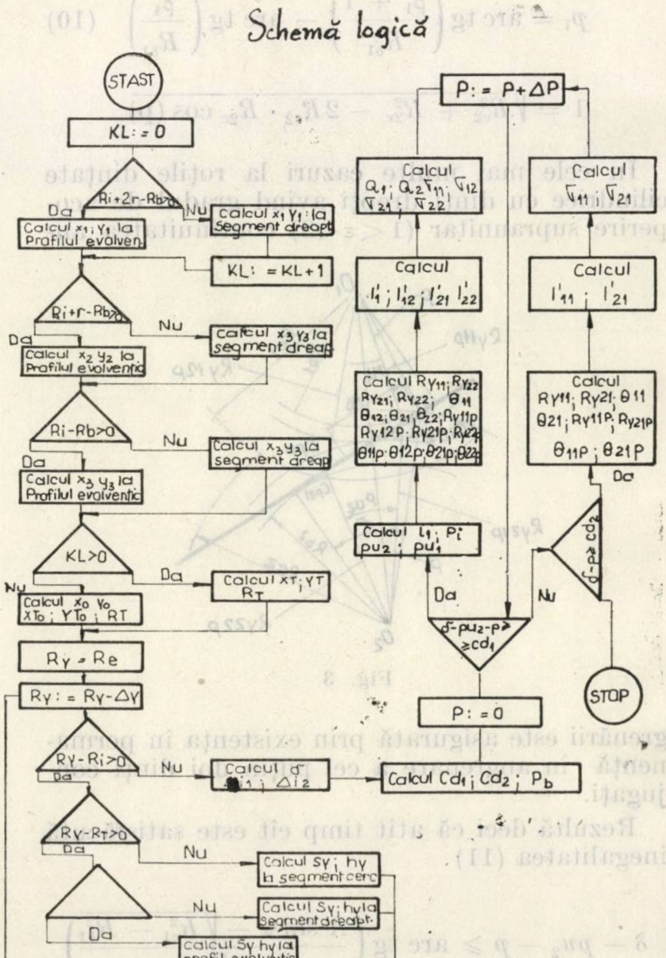

Schemă logică
STAST
KL: = 0
Ri+2r-Rb>0
Da
Nu
Calcul x1; Y1 la Profilul evolven.
Calcul x1 Y1 : la Segment dreapt
KL: = KL+1
Ri+r-Rb>0
Calcul x3 Y3 la segment dreap
Calcul x2 y2 la Profilul evolventic
Ri-Rb>0
Calcul x3 y3 la segment dreap
Calcul x3 y3 la Profilul evolventic
KL>0
Calcul XT; YT RT
Calcul x0 Y0 XT0 ; YT0 ; RT
RY = Re
RY: = RY-ΔY
RY-Ri>0
Calcul δ ; Δi1 ; Δi2
RY-RT>0
Calcul SY; hY la segment cerc
Calcul SY; hY la segment dreapt.
calcul SY hY la profil evolventic
P: = P+ΔP
Calcul Q1; Q2 V11; V12 V21; V22
Calcul V11; V21
Calcul I'1; I'12; I'21 I'22
Calcul I'11 ; I'21
Calcul RY11; RY22 RY21; RY22; θ11 θ12; θ21; θ22; RY11p RY12P; RY21p; RY22 θ11p; θ12p; θ21p; θ22
Calcul RY11; RY21; θ11 θ21; RY11P; RY21P θ11P ; θ21P
Calcul l1; Pi pu2 ; pu'1
δ-pu2-P≥ ≥cd1
δ-P≥cd2
STOP
P: = 0
Calcul Cd1; Cd2; Pb

Fig. 5

Tabelul 1

Simbolul	Roata z_1	Roata z_2	
f_0	0,8	0,8	
W_0	0,35	0,35	
o	20°	20°	
m	3	3	
z	13	23	
	0,6499	0,528165	
A	56,999		
	1,178065		
D_b	36,648	64,838	în care :
R_b	18,324	32,419	f_0 — coeficientul înălțimii capului de referință
D_i	35,9994	65,26899	W_0 — coeficientul jocului de referință la fund
R_i	17,9997	32,634495	A — distanța dintre axe
D_d	39	69	$\Sigma\xi = \xi_1 + \xi_2$
R_d	19,5	34,5	D_d — diametrul de divizare
D_e	47,7	76,96899	D_r — diametrul de rostogolire
R_e	23,85	38,484495	r — unghiul de angrenare
D_r	41,16640	72,83281	ε — gradul de acoperire
R_r	20,58320	36,41643	
hD_b	5,7967	6,2267	
SD_b	6,2769	6,4676	
hD_d	4,5905	4,10908	
SD_d	6,1064	5,8587	
H_{De}	0,01347	0,0165	
S_{De}	1,6029	2,2567	
$\alpha_r = \alpha_f$	0,47292272		
ρ_1'	5,2261		
ε	1,13366		
δ	0,56909864		
C_d	0,3186975	0,35125446	
Di	0,169645	0,09942113	
p_b	8,856285		

Se studiază angrenajul cilindric din tabelul 1 și aplicînd relațiile corespunzătoare modelării matematice expuse mai sus, avem rezultatele cuprinse în tabelul 2.

Determinarea raportului $K = \dfrac{Q_1}{Q_2}$ al forțelor de încărcare a celor două perechi de dinți (pentru poziția 6 din tabelul 2) s-a realizat experimental pe model fotoelastic.

Astfel, raportul K determinat prin încărcarea brațului polariscopului în cazul angrenării duble cu 8 daN și pentru aceeași poziție a danturilor în cazul angrenării singulare cu 4,8 daN, cu condiția menținerii numărului și poziției (aproximative) a franjurilor de interferență (curbele izocromatice) este $\dfrac{4,8}{3,2} = 1,5$ și se apropie de valoarea lui K determinată prin calcul în baza modelului matematic adoptat (fig. 6, 4, 7). Prin solicitarea unei singure perechi de dinți se poate determina și valoarea coeficientului de concentrare a tensiunilor la baza dintelui. Astfel, în figurile 4 și 8 pentru dintele Z_{12} vom avea următoarele :

Determinarea forței P

$P = \dfrac{2M}{D_b}$ M daNcm — momentul ce se aplică roții

$R_{yp12} = 23,5953$

$R_{y12} = 22,87217$

$R_{e1} = 23,85$

Talerul polariscopului a fost încărcat cu 3,5 daN, iar brațul forței aplicate roții Z_2 este de 2,6 cm.

$$M = 2,6\,\frac{3,3.80}{17} = 40,376 \text{ daNcm}$$

$$P = \frac{2M}{Db} = \frac{2.40,376}{6,4838} = 12,4545 \text{ daN}$$

Solicitările la încovoiere calculată σ_i

$$\sigma_i = \frac{P\cos 12\cdot h}{W_1} \qquad h = R_{y12} - R_i$$

$$\sigma_i = \frac{12,4545\cdot 0,8\cdot 4,8723}{46,47781} = 1,044 \text{ daN/mm}^2$$

W_1 — modulul de rezistență în secțiunea periculoasă de grosime S (lățimea roții model $b=0,635$ cm).

Solicitarea la compresie calculată

$$\sigma_c = \frac{P\sin\theta_{12}}{b\cdot s} = \frac{12,4545.0,6}{0,635.0,664} = 17,72 \text{ daN/cm}^2$$

$\sigma_{max} = 122,12$ daN/cm²

$\sigma_{min} = 86,67$ daN/cm²

Solicitarea principală maximă la baza dintelui va fi dată de constanta fotoelectrică $\lambda \cong 23$ daN/cm² și de numărul de franjuri care este pentru $\sigma_{max}\, n \geqslant 6,5$ și pentru $\sigma_{min}\cdot n \cong 4$

Rezultă solicitările reale :

$\sigma_{max} = 149,5$ daN/cm²

$\sigma_{min} = 92$ daN/cm²

Coeficientul $K_\sigma \geqslant \dfrac{149,5}{122,12}$, $K_\sigma \geqslant 1,22$.

Cunoscînd forțele ce acționează asupra dinților precum și direcția și punctul lor de aplicație, avem posibilitatea să determinăm tensiunile de încovoiere, presiunea specifică de contact, forțele de frecare, și se pot face aprecieri asupra ciclului de încărcare.

De asemenea, se poate realiza :

- alegerea deplasărilor specificate potrivite scopului urmărit ;
- modificarea cremalierei de referință și influența acestei modificări asupra elasticității dinților, precum și zgomotul produs la diferite încărcări.

În cazul în care angrenajul are un grad de acoperire suficient de mare pentru evitarea șocurilor în angrenare datorită elasticității dinților, se execută operația de flancare a danturii. În funcție de cuplul transmis, se determină deformarea la încovoiere a dinților în angrenarea singulară la începutul cuplării următoarei perechi de dinți și se stabilesc dimensiunile flancării.

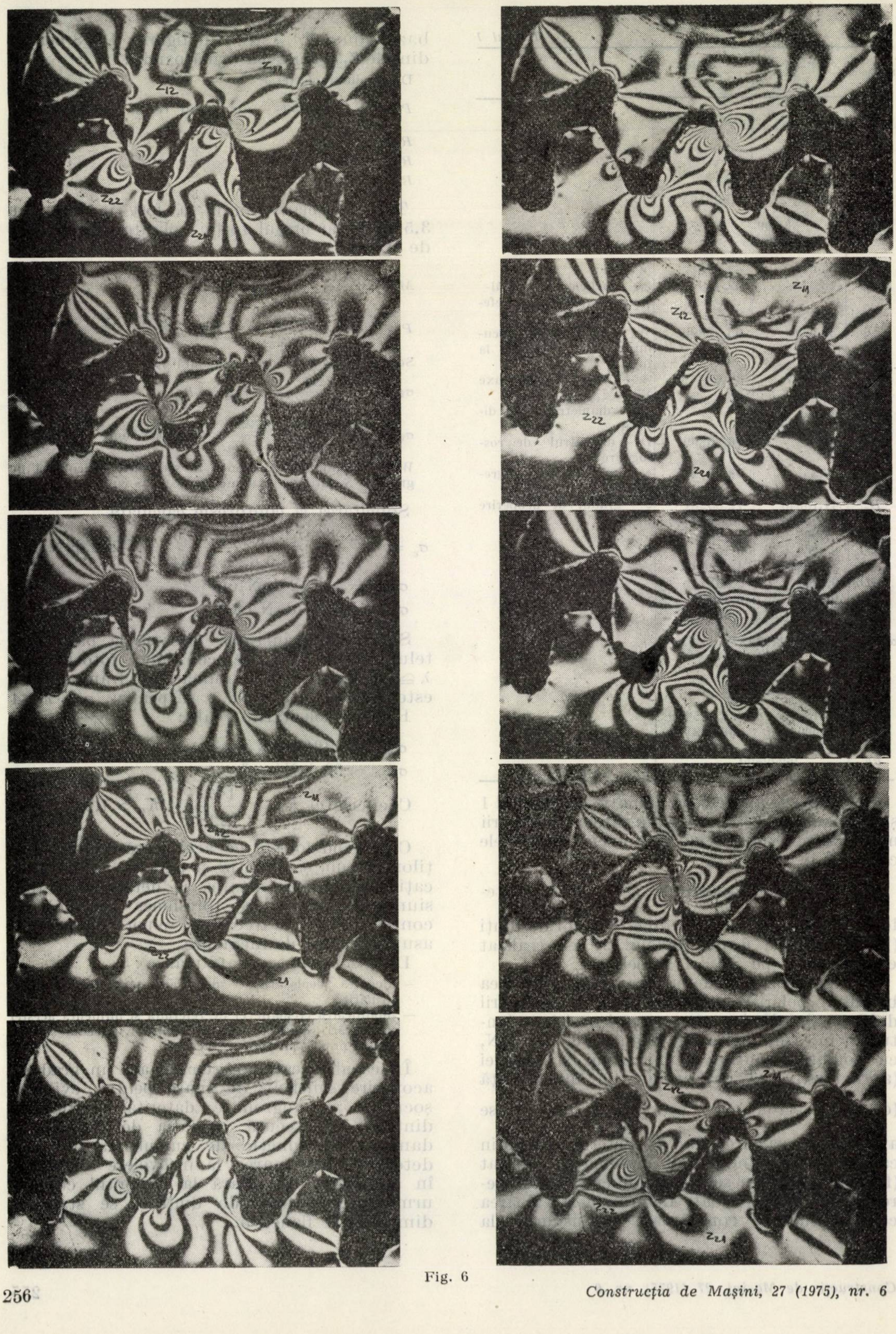

z11
z12
z22
z21
z11
z12
z22
z21
z11
z12
z22
z21
z12
z11
z22
z21

Fig. 6

Tabelul 2

Partea I

Nr.	p	p^{rad}	$\delta-p^{rad}$	$\delta-p_{uz}-p$	p_{uz}	1	P_i	P_{u_1}	R_{yp11} R_{y11}	R_{yp12} R_{y12}	R_{yp21} R_{y21}	R_{yp22} R_{y22}
	(°)	rad	rad	rad	rad	mm	rad	rad	mm	mm	mm	mm
1	0	0	0,569	0,351	0,217		0	0,377	19,054 18,447	23,110 22,185	38,484 37,185	34,527 33,610
2	0,25	0,004	0,564	0,345	0,218	0,198	0,009	0,374	19,110 18,471	23,232 22,351	38,378 37,665	34,460 33,555
3	0,5	0,008	0,560	0,340	0,219	0,396	0,019	0,371	19,167 18,497	23,354 22,522	38,272 37,531	34,393 33,501
4	0,75	0,013	0,556	0,335	0,220	0,592	0,029	0,367	19,225 18,526	23,476 22,698	36,168 37,399	34,328 33,448
5	1	0,017	0,551	0,329	0,221	0,788	0,039	0,364	19,285 18,556	23,595 22,878	38,065 37,270	34,264 33,398
6	1,25	0,021	0,547	0,324	0,222	0,983	0,048	0,361	19,347 18,589	23,722 23,062	37,963 37,145	34,202 33,349
7	1,5	0,026	0,542	0,318	0,223	1,176	0,058	0,358	19,410 18,624	23,845 23,251	37,863 37,022	34,140 33,302
8	2	0,034	0,534	0,308	0,225	1,560	0,076		19,540 18,699	—	37,666 36,784	—
9	3	0,052	0,516	0,286	0,229	2,316	0,112		19,815 18,873	—	37,666 36,339	—
10	4	0,069	0,499	0,265	0,233	3,057	0,146		20,109 19,079	—	36,926 35,933	—
11	5	0,087	0,481	0,244	0,237	3,785	0,179		20,419 19,317	—	36,584 35,560	—
12	6	0,104	0,464	0,223	0,240	4,499	0,210		20,744 19,587	—	36,258 35,219	—
13	7	0,122	0,446	0,202	0,243	5,220	0,240		21,092 19,898	—	35,950 34,907	—
14	8	0,129	0,429	0,182	0,246	5,549	0,253		21,257 20,054	—	35,950 34,620	—
15	9	0,157	0,412	0,162	0,249	6,570	0,294		21,792 20,595	—	35,379 34,358	—
16	10	0,174	0,394	0,142	0,252	7,239	0,319		22,162 21,003	—	35,017 34,118	—
17	11	0,191	0,377	0,122	0,254	7,898	0,343		22,539 21,449	—	34,869 33,899	—
18	12	0,209	0,359	0,102	0,257	8,548	0,366		22,924 21,936	—	34,635 33,699	—
19	12,48	0,217	0,351	0,093	0,258	8,857	0,377		23,111 22,186	—	34,527 33,610	—

Tabelul 2

Partea a II-a

Nr.	p	ρ p_{11}	ρ p_{12}	ρ p_{21}	ρ p_{22}	z_1 S_x	z_1 I_x	z_1 h'	z_1 I'_x	z_2 S_x	z_2 I_x	z_2 h'	z_2 I'_x
	(°)	mm	mm	mm	mm	cm	cm⁴	cm		cm	cm⁴	cm	
						0,176 0,2	0,000 0,001	0 −0,02 0,02−0,04	3,772 3,480	0,228 0,252	0,001 0,002	0 −0,02 0,02−0,04	3,203 2,914
1	0	5,226	14,082	20,738	11,881	0,228 0,256	0,001 0,002	0,04−0,06 0,06−0,08	2,738 2,485	0,272 0,292	0,002 0,003	0,04−0,06 0,06−0,08	2,453 2,122
2	0,25	5,424	14,281	20,539	11,683	0,276 0,3	0,002 0,003	0,08−0,1 0,1 −0,12	2,079 1,856	0,312 0,332	0,003 0,004	0,08−0,1 0,1 −0,12	1,847 1,605
3	0,5	5,622	14,479	20,341	11,485	0,32 0,348	0,004 0,005	0,12−0,14 0,14−0,16	1,577 1,370	0,354 0,372	0,005 0,006	0,12−0,14 0,14−0,16	1,390 1,366
4	0,75	5,819	14,675	20,145	11,289	0,372 0,396	0,006 0,007	0,16−0,18 0,18−0,2	1,187 1,026	0,392 0,412	0,007 0,008	0,16−0,18 0,18−0,2	1,034 0,886
5	1	6,014	14,871	09,949	11,093	0,416 0,436	0,008 0,010	0,2 −0,22 0,22−0,24	0,884 0,756	0,432 0,448	0,010 0,011	0,2 −0,22 0,22−0,24	0,772 0,641
6	1,25	6,209	15,065	19,755	10,899	0,46 0,48	0,012 0,013	0,24−0,26 0,26−0,28	0,645 0,548	0,468 0,484	0,012 0,014	0,24−0,26 0,26−0,28	0,599 0,452
7	1,5	6,403	15,259	19,561	10,705	0,5 0,52	0,015 0,017	0,28−0,3 0,3 −0,32	0,459 0,383	0,504 0,56	0,016 0,017	0,28−0,3 0,3 −0,32	0,376 0,308
8	2	6,786	—	19,176	—	0,54 0,56	0,019 0,021	0,32−0,34 0,34−0,36	0,316 0,258	0,536 0,552	0,019 0,021	0,32−0,34 0,34−0,36	0,250 0,201
9	3	7,542	—	18,421	—	0,58 0,588	0,024 0,025	0,36−0,38 0,38−0,4	0,208 0,165	0,568 0,584	0,022 0,024	0,36−0,38 0,38−0,4	0,159 0,123
10	4	8,282	—	17,678	—	0,6 0,616	0,027 0,029	0,4 −0,42 0,42−0,44	0,129 0,099	0,596 0,608	0,026 0,028	0,4 −0,42 0,42−0,44	0,094 0,070
11	5	9,009	—	16,953	—	0,624 0,632	0,030 0,031	0,44−0,46 0,46−0,48	0,072 0,053	0,624 0,632	0,030 0,031	0,44−0,46 0,46−0,48	0,035 0,035
12	6	9,725	—	16,239	—	0,64 0,648	0,032 0,034	0,48−0,5 0,5 −0,52	0,037 0,024	0,64 0,648	0,032 0,034	0,48−0,5 0,5 −0,52	0,023 0,010
13	7	10,446	—	15,537	—	0,648 0,648	0,034 0,034	0,52−0,54 0,54−0,56	0,015 0,008	0,656 0,66	0,035 0,035	0,52−0,54 0,54−0,56	0,008 0,004
14	8	10,774	—	14,846	—	0,64 0,644	0,032 0,033	0,56−0,58 0,58−0,6	0,004 0,001	0,664 0,676	0,036 0,038	0,56−0,58 0,58−0,6	0,001 0,000
15	9	11,796	—	14,166	—	0,656 0,7	0,035 0,042	0,6 −0,62 0,62−0,64	0,000 0,000	0,704	0,043	0,6 −0,62	0,000
16	10	12,645	—	13,499	—	—	—	—	—	—	—	—	—
17	11	13,124	—	12,84	—	—	—	—	—	—	—	—	—
18	12	13,774	—	12,189	—	—	—	—	—	—	—	—	—
19	12,48	14,083	—	11,879	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Tabelul 2

Partea a III-a

Nr.	p	I'_{12}	$\cos\theta_{12}$	R_{yp12}	I'_{22}	$\cos\theta_{22}$	R_{yp22}	I'_{11}	$\cos\theta_{11}$	R_{yp11}	I'_{21}	$\cos\theta_{21}$	R_{yp21}
	(°)			mm			mm		mm			mm	
1	0	1,187	0,825	23,110	0,023	0,964	34,527	0,015	0,993	19,054	2,122	0,857	38,484
2	0,25	0,370	0,819	23,232	0,023	0,966	34,460	0,015	0,992	19,110	1,847	0,860	38,378
3	0,5	1,577	0,813	23,354	0,023	0,967	34,393	0,015	0,990	19,167	1,847	0,863	38,272
4	0,75	1,855	0,807	23,476	0,010	0,969	34,328	0,015	0,989	19,225	1,605	0,866	38,168
5	1	2,079	0,800	23,599	0,010	0,973	34,264	0,024	0,987	19,285	1,390	0,869	38,065
6	1,25	2,485	0,794	23,722	0,010	0,972	34,202	0,015	0,985	19,347	1,390	0,872	37,963
7	1,5	2,738	0,788	23,845	0,010	0,973	34,140	0,024	0,983	19,410	1,366	0,875	37,863
8	2	—	—	—	—	—	—	0,024	0,979	19,540	1,034	0,881	37,666
9	3	—	—	—	—	—	—	0,037	0,970	19,815	0,772	0,892	37,287
10	4	—	—	—	—	—	—	0,053	0,960	20,109	0,599	0,902	36,926
11	5	—	—	—	—	—	—	0,072	0,948	20,419	0,376	0,911	36,584
12	6	—	—	—	—	—	—	0,099	0,935	20,744	0,250	0,920	36,584
13	7	—	—	—	—	—	—	0,165	0,920	21,092	0,201	0,928	35,990
14	8	—	—	—	—	—	—	0,208	0,913	21,257	0,123	0,936	35,657
15	9	—	—	—	—	—	—	0,316	0,889	21,792	0,094	0,943	35,379
16	10	—	—	—	—	—	—	0,459	0,872	22,162	0,070	0,950	35,117
17	11	—	—	—	—	—	—	0,645	0,854	22,539	0,035	0,956	34,869
18	12	—	—	—	—	—	—	1,026	0,835	22,924	0,035	0,961	34,635
19	12,48	—	—	—	—	—	—	1,187	0,825	23,111	0,023	0,964	34,527

Tabelul 2

Partea a IV-a

Nr.	p	k	Q_1	Q_2	$V_{p11} = V_{p21}$	$K_{11} = K_{21}$	$K_{11}\ V_{p11}$	$V_{p12} = V_{p22}$	$K_{12} = K_{22}$	$K_{12}\ V_{p12}$
	(°)		daN	daN	cm/s	daN/cm²	cm/s·daN/cm²	cm/s	daN/cm²	cm/s−daN/cm²
1	0	0,516	260,059	503,974	358	12268	4392715	406	13745,3	5582219
2	0,25	0,668	305,995	458,032	340,9	1312518	4474500	423	13122	5554320
3	0,5	0,752	328,001	436,037	323,8	13412,6	4343651	440	12824	5646946
4	0,75	0,985	379,29	384,75	306,87	14246,5	4371923	457	12069	5518601
5	1	1,236	422,515	341,692	290,007	14862	4310147	474,1	11398,5	5404587
6	1,25	1,460	453,566	310,465	273,2	15230,1	4161369	490	10890,9	5346097
7	1,5	1,592	469,509	294,762	256,4	15332	3922193	507,6	10639	5400575
8	2	—	764,025	—	223,4	19190	4286932	—	—	—
9	3	—	—	—	158,18	18572	2937926	—	—	—
10	4	—	—	—	94,214	18090	1704418	—	—	—
11	5	—	—	—	31,575	17713	559319	—	—	—
12	6	—	—	—	30,13	17420	524907	—	—	—
13	7	—	—	—	91,75	17090	1577232	—	—	—
14	8	—	—	—	131,35	17161	2254235	—	—	—
15	9	—	—	—	208,8	16934	3537437	—	—	—
16	10	—	—	—	266,5	16876	4498473	—	—	—
17	11	—	—	—	323,4	16864,5	5454103	—	—	—
18	12	—	—	—	379,5	16895	641259	—	—	—
19	12,48	—	—	—	406,2	16924	6875620	—	—	—

Tabelul 2

Partea a V-a

Nr.	p (°)	h_1 mm	h_2 mm	W_1 mm^3	W_2 mm^3	σ_{11} daN/cm^2	σ_{12} daN/mm^2	σ_{21} daN/mm^2	σ_{22} daN/mm^2
1	0	5,92	5,72	110,224	118,33	1,211	16,068	9,497	3,478
2	0,25	5,92	5,72	110,224	118,33	1,490	15,063	10,907	2,954
3	0,5	5,92	5,72	110,224	118,33	1,673	14,781	11,411	2,626
4	0,75	5,92	5,72	110,224	118,33	2,029	13,436	12,876	2,156
5	1	5,92	5,72	110,224	118,33	2,372	12,285	13,997	1,777
6	1,25	5,92	5,72	110,224	118,33	2,674	11,485	14,655	1,492
7	1,5	5,92	5,72	110,224	118,33	2,908	11,213	14,789	1,304
8	2	—	—	—	—	5,226	—	22,875	—
9	3	—	—	—	—	6,351	—	20,595	—
10	4	—	—	—	—	7,654	—	18,459	—
11	5	—	—	—	—	9,123	—	16,460	—
12	6	—	—	—	—	10,745	—	14,592	—
13	7	—	—	—	—	12,563	—	12,848	—
14	8	—	—	—	—	13,452	—	11,223	—
15	9	—	—	—	—	16,440	—	9,711	—
16	10	—	—	—	—	18,585	—	8,308	—
17	11	—	—	—	—	20,84	—	7,009	—
18	12	—	—	—	—	23,198	—	5,805	—
19	12,48	—	—	—	—	24,365	—	5,268	—

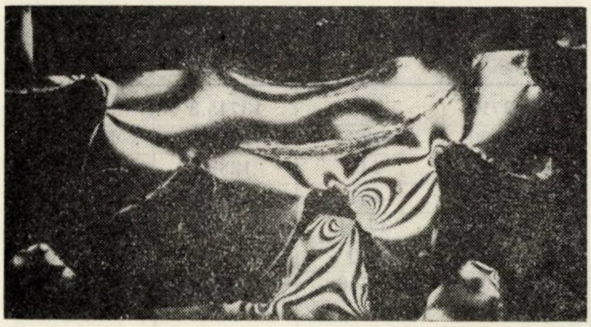


Fig. 7

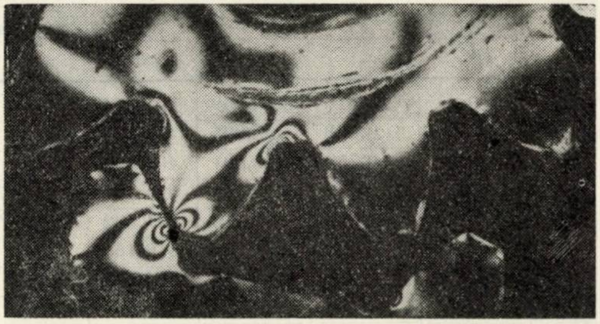


Fig. 8

BIBLIOGRAFIE

[1] *Sauer, L., Horovitz, B., Vasu, T., Miloiu, G., Thomae, V., Van Saanen, E., Erlicz, I., Chiriacescu, S* : Angrenaje. Vol. 1 şi 2. Editura tehnică, Bucureşti — 1970.

[2] *Dudley, W* : Zahnräder, Springer Verlag — 1961.

[3] *Zimmer, H. W* : Verzahnung, Springer Verlag — 1968.

[4] *Houghton, P. S.*, Gears, Technical Press, London — 1969.

[5] *Horovitz, B* : Reductoare şi variatoare de turaţie, Editura tehnică, Bucureşti — 1963.

[6] *Juvinall, R, C* : Stress, Strain and Strength, Mc. Graw-Hill. Series Mechanical Engineering.

[7] *Warnock, F. V., Benham, B. P.* Mechanics of Solids and Strength of Materials, London, Pitmann Paperbacks.

CZ : 621 – 592.001.5

Cercetări experimentale efectuate asupra mecanismelor și aparatelor de frînare în condiții de laborator

Ing. Mihai **ZAMFIRESCU** ; ing. Fl. **ROȘALĂ** — I.C.P.A.T. – Brașov
Ing. N. **SEITZ** — Universitatea – Brașov

Literatura de specialitate, practica industrială și normativele internaționale preconizează — ca singură metodă pentru omologarea unei frîne sub aspectul concepției, construcției și al materialelor utilizate — încercarea pe autovehicul. Totuși, cu mult timp în urmă a apărut și s-a dezvoltat în continuare metoda încercărilor de laborator a frînelor pe standuri datorită posibilităților de reproducere a încercărilor în condiții identice, de influențare și controlare a parametrilor funcționali, a preciziei de măsurare și a costului încercărilor. În aceste condiții, încercările de laborator trebuie să asigure punerea la punct a unei frîne sub toate aspectele, urmînd ca pe autovehicul să se efectueze numai verificarea frînei în studiul final al încercărilor. În afara încercărilor de omologare sau de punere la punct a frînelor și a materialelor pentru frîne, mai apare și problema verificării conformității producției cu produsul omologat, a recepționării produselor primite prin colaborare și a încercărilor de anduranță și fiabilitate a frînelor asamblate și a detaliilor acestora. Dat fiind caracterul laborios al acestor încercări și necesitatea strictă a reproductibilității lor, se impune încercarea materialelor de frecare în laborator pe standuri dinamometrice specializate. Această lucrare prezintă principalele concluzii la care s-a ajuns în vederea realizării unei baze materiale pentru încercările frînelor și a principalelor aparate de frînare pentru industria noastră de automobile.

1. Cerințele impuse standurilor de probă pentru aparate de frînare

Cercetările teoretice și experimentale efectuate asupra sistemelor de frînare indică principalele mărimi care trebuie obținute la încercările de laborator pe standuri de probă. Aceste mărimi se referă la :

- Performanțele aparatelor de frînare ;
- Solicitările mecanice și termice ale frînelor ;
- Fiabilitatea și durabilitatea frînelor ;
- Măsuri privind corectarea funcționării frînei și a forțelor de acționare.

1.1. Performanțele aparatelor de frînare

1.1.1. *Caracteristica frînei.* În calculul și evaluarea frînelor se utilizează parametrul denumit „caracteristica frînei” sau „eficacitate” sau „raport de transmitere interior”, și este definit de relația :

$$C^* = \frac{M}{P.r} = \frac{U}{P} \tag{1}$$

unde : M este momentul de frînare.
P — forța de acționare a sabotului.
r — raza tamburului.
U — forța tangențială la periferia garniturii de frecare.

Acest parametru este adimensional și permite compararea unor saboți de diferite dimensiuni sau acționați cu forțe diferite. Fiecare tip de frînă și sabot se caracterizează printr-un parametru de eficacitate propriu, care pentru dimensiuni geometrice date variază în funcție de coeficientul de frecare al materialelor de frecare. Rezultă că avînd aceste elemente, caracteristica frînei se poate calcula din condiția de echilibru a forțelor ce acționează asupra sabotului. Construind graficul $C^* = f(\mu)$ se obține curba de stabilitate pentru frînă și pentru saboți ca elemente separate.

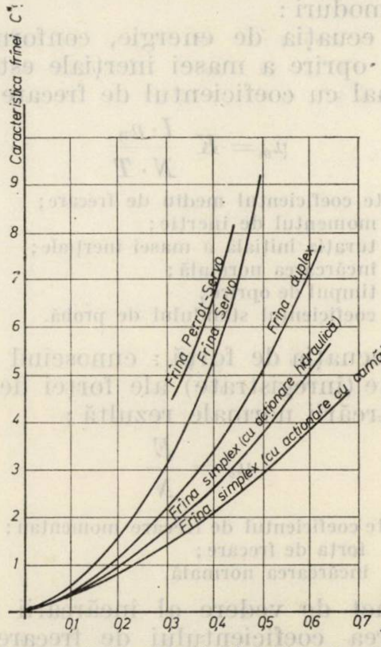


Fig. 1. — Caracteristica frînei C^* în funcție de coeficientul de frecare u_T.

Acest parametru poate fi determinat sau verificat practic prin lucrări experimentale pe standuri și pe vehicul, creînd premisele pentru perfecționarea mecanismelor de frînare respective (fig. 1).

1.1.2. *Coeficientul de frecare.* În cazul materialelor metalice, coeficientul de frecare static depinde de natura și de starea suprafețelor în contact și nu depinde de numărul punctelor de contact sau de forma suprafeței în apropierea acestora. În cazul garniturilor de frecare pe bază de azbest experiențele au dovedit că există o dependență a coeficientului de frecare de următorii parametri : presiunea de contact ; viteza relativă de frecare ; temperatura suprafețelor de frecare ; viteza de disipare a căldurii etc. Dintre aceștia, cea mai mare influență asupra variației coeficientului de frecare al garniturilor de frecare s-a dovedit a fi exercitată de temperatura suprafețelor în contact. Se remarcă faptul că în general odată cu creșterea temperaturii suprafeței de contact coeficientul de frecare scade, fenomenul fiind cunoscut sub denumirea de „fade”. Variația coeficientului de frecare al cuplului de materiale ce intră în componența frînelor determină schimbarea în același sens a caracteristicii frînei și implicit a momentului de frînare, fapt ce reiese și din relația (1). Rezultă deci necesitatea cunoașterii și utilizării unor materiale de frecare ale căror caracteristici de frecare trebuie nu numai să aibă valori cît mai ridicate ci și să se mențină în limite constante în funcție de variația temperaturii suprafețelor de contact precum și a celorlalți parametri enumerați mai înainte.

Coeficientul de frecare se poate determina în cadrul metodei cu standuri de probă inerțiale în două moduri :

a. Din ecuația de energie, conform căreia timpul de oprire a masei inerțiale este invers proporțional cu coeficientul de frecare mediu :

$$\mu_m = K\,\frac{I\cdot n_0}{N\cdot T} \qquad (2)$$

unde: μ_m este coeficientul mediu de frecare;
I — momentul de inerție;
n_0 — turația inițială a masei inerțiale;
N — încărcarea normală;
T — timpul de oprire;
K — coeficientul standului de probă.

b. Din ecuația de forță : cunoscînd valorile momentane (înregistrate) ale forței de frecare și ale încărcării normale rezultă :

$$\mu_e = \frac{E}{N} \qquad (3)$$

unde: μ_e este coeficientul de frecare momentan;
F — forța de frecare;
N — încărcarea normală.

Din punct de vedere al încărcării termice, determinarea coeficientului de frecare se face la temperatură constantă sau pe ramura crescătoare a curbei temperaturii — regimul de „fade” sau descrescătoare — regimul de revenire.

1.2. Solicitările mecanice și termice ale frînelor

Dimensionarea tamburilor, a discurilor de frînă, a suporturilor metalice ale garniturilor de frecare, a platourilor-suport ale saboților etc., se face de obicei empiric, pornind de la soluții similare existente, verificate în exploatare. Acestor piese li se impune pe lîngă rezistență la solicitările mecanice și cerințele de rigiditate și mai ales celor supuse frecării, rezistență la solicitările termice.

Pentru frîna cu saboți presiunile pe suprafața garniturilor de frecare se calculează în faza de proiectare cu relațiile :

$$p_{max} = \frac{2C^{*}P}{\mu\cdot bh(\alpha - \sin\alpha)} \qquad (4)$$

unde: b este lățimea garniturii de frecare,
h — parametru în funcție de construcția garniturii,
α — unghiul la centru al garniturii,

iar presiunea medie :

$$p_{med} = \frac{C^{*}P}{\mu\cdot br\cdot\alpha} \qquad (5)$$

Pentru frîne cu disc

$$p_{med} = \frac{2P}{\alpha\cdot(r_e^2 - r_i^2)} \qquad (6)$$

unde: r_i respectiv r_e reprezintă raza interioară, respectiv exterioară a garniturii de frecare.

Valorile efective se pot determina prin încercări experimentale pe standuri de frecare și dinamometrice pentru a avea confirmarea studiilor teoretice și a lua măsurile impuse de necesități. Calculul termic al frînelor se efectuează pentru frînare intensivă izolată și pentru frînare îndelungată.

În cazul frînării izolate intensive, de scurtă durată, creșterea de temperatură $\Delta\theta$ a tamburului, respectiv a discului este :

$$\Delta\theta = \frac{\xi\cdot m_a\cdot V_a^2 1}{2\cdot Z\cdot C_s\cdot m_t} \qquad (7)$$

unde: ξ este fracțiunea de energie preluată de tambur (disc);
Z — numărul de roți frînate;
C_s — capacitatea calorică a tamburului discului);
m_t — masa tamburului (discului).

În cazul frînărilor repetate, procesul termic se continuă pînă cînd se stabilește un echilibru între înmagazinarea de căldură și degajările de căldură din frîne. Temperatura de saturație este atunci :

$$\theta_{min} \approx \theta_0 + \frac{\Delta\theta}{b\cdot t_0} \qquad (8)$$

unde: θ_0 este temperatura mediului ambiant;
$\Delta\theta$ — creșterea de temperatură la o frînare;
b — coeficient ce caracterizează răcirea frînelor;
t_0 — intervalul dintre frînări.

Pentru frînările îndelungate se consideră degajarea continuă de căldură din frîne către mediul exterior. Temperatura maximă a suprafeței de frecare este :

$$\theta_{max} \approx 56{,}5\,\frac{xq_0}{\rho\cdot c_s}\sqrt{\frac{V_a}{\pi\cdot\alpha_t\cdot a_f}} \qquad (9)$$

unde: x este coeficientul de repartiție a căldurii între garnituri și tambur sau disc;
q_0 — densitatea de flux la începutul frînării;
c_s — căldura specifică a materialului tamburului sau discului;
V_a — viteza de deplasare a automobilului;
a_t — decelerația în timpul frînării;
α_t — difuziunea termică;
ρ — densitatea materialului tamburului sau discului.

Eforturile unitare din tamburul sau discul de frînă, ca urmare a dilatării termice, se determină din relaţia:

$$\sigma = \frac{E \cdot \alpha \cdot \theta}{1 - \delta} \quad (10)$$

unde: E este modulul de elasticitate pentru materialul tamburului;

α — coeficientul de dilatare liniară;

θ — temperatura tamburului,

δ — constanta lui Poisson.

1.3. Parametrii de durabilitate a frînelor

Durabilitatea frînei poate fi caracterizată prin rezistenţa la uzare a materialelor de frecare. Uzura se determină odată cu experimentarea pentru determinarea coeficientului de frecare sau în cadrul unei faze separate şi se exprimă fie ca valoare absolută dimensional (grosimea materialului) sau gravimetric, fie ca o valoare relativă:

a) — $\dfrac{\text{uzare}}{\text{putere de frecare}}$

b) — uzare $\cdot \dfrac{\text{suprafaţă de frecare}}{\text{lucru mecanic}}$

1.4. Măsuri privind corectarea frînării

Blocarea roţilor în timpul frînării este un fenomen nedorit, deoarece reduce eficienţa frînării, intensifică uzarea pneurilor şi favorizează deraparea vehiculului. Evitarea acestei situaţii se realizează prin includerea în sistemul de frînare a unui corector de frînare sau a unui dispozitiv antiblocare. Aceste dispozitive incluse în sistemul de frînare pot fi experimentate pe un stand dinamometric căruia i se ataşează un rulou pe care rulează roata cu pneu. Pe un astfel de stand se poate efectua un studiu complet al parametrilor de funcţionare şi de reglare ai dispozitivelor de corectare a frînării şi punerea lor la punct în vederea experimentării pe vehicule.

2. Adaptarea şi construcţia unor standuri de probă adecvate

Pe baza celor arătate mai înainte rezultă necesitatea de a realiza pentru încercările de laborator cel puţin două tipuri de standuri de probă şi anume, pentru încercarea materialelor de fricţiune şi pentru frîna în ansamblu (inclusiv dispozitivele de corectare).

2.1. Stand de probă pentru materiale de fricţiune

Schema de principiu a acestui stand de probă este prezentată în figura 2. Încercările pe acest stand se fac asupra unei epruvete cu suprafaţa de 6,45 cm² (lin²), avînd grosimea de 6,35 mm (1/4^{in}). Epruveta este apăsată pe suprafaţa de frecare interioară a unui tambur din fontă prin intermediul unui sistem de încărcare. Sistemul asigură realizarea unei presiuni constante de frecare în timpul încercării. Sistemul de descărcare al epruvetei este pneumatic. Antrenarea tamburului se realizează prin intermediul unui motor electric cu turaţie variabilă.

Standul mai dispune de următoarele echipamente.

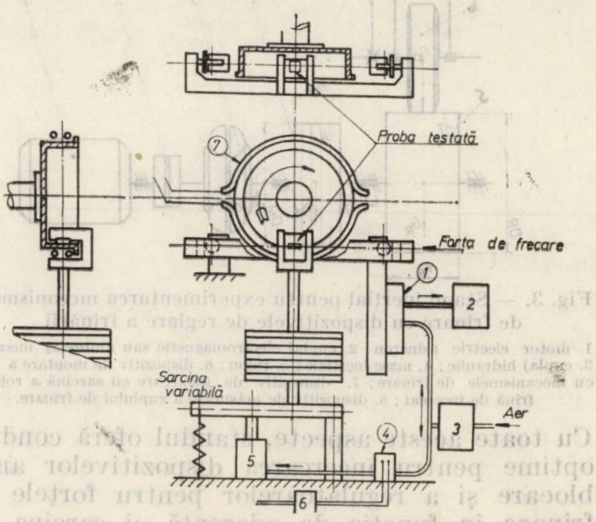


Fig. 2. — Schema standului de probă pentru materialele de fricţiune.

1. Element de reglare pentru sarcină; 2. înregistrator pentru presiunea aerului; 3. ventil de presiune cu filtru.

— instalaţia de încălzire a tamburului prevăzută cu traductoare pentru măsurarea temperaturii şi regulator pentru asigurarea curbei de încălzire a tamburului;

— instalaţie de răcire a tamburului prevăzută cu regulator pentru asigurarea curbei de răcire a tamburului;

— instalaţie pentru măsurarea forţei de frecare;

— turometru pentru măsurarea turaţiei tamburului;

— aparatură de măsură şi control care asigură măsurarea temperaturii, a forţei de frecare şi a turaţiei, cu o precizie de ± 2 %.

În literatura de specialitate se indică diferite metode de încercare a garniturilor de frecare şi anume recomandarea SAE J 661. a, metoda „General Motors" şi metoda „Bendix". Pe stand se poate executa şi înregistrarea variaţiei coeficientului de frecare funcţie de viteza tamburului, acesta fiind considerat ca o masă inerţială frînată de epruveta supusă încercării.

2.2. Stand inerţial pentru încercarea mecanismelor de frînă

După modul în care frîna este legată la masa de inerţie se disting două tipuri de standuri inerţiale:

— cu frîna legată elastic la masa de inerţie, prin intermediul roţii cu pneu (fig. 3);

— cu frîna legată rigid la masa de inerţie (fig. 4).

Standurile cu frînă legată elastic la masa de inerţie necesită anumite măsuri constructive faţă de-al doilea tip. Astfel, în timpul funcţionării standului se produce încălzirea anvelopei, ceea ce duce la scăderea coeficientului de frecare între anvelopă şi rulou, fapt care provoacă patinarea roţii şi blocarea frînei. Tot datorită încălzirii creşte şi presiunea dintre roată şi tambur. Pentru menţinerea unei presiuni constante trebuie utilizat un sistem de compensare.

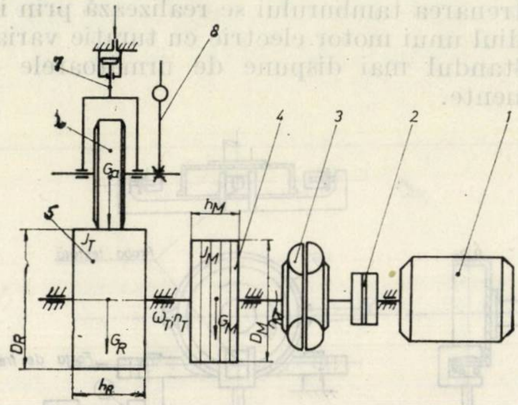


Fig. 3. — Stand inerţial pentru experimentarea mecanismelor de frînare cu dispozitivele de reglare a frînării.

1. motor electric asincron; 2. cuplaj electromagnetic sau ambreiaj mecanic; 3. cuplaj hidraulic; 4. mase inerţiale; 5. rulou; 6. dispozitiv de montare a roţii cu mecanismele de frînare; 7. dispozitiv de încărcare cu sarcină a roţii cu frînă de încercat; 8. dispozitiv de măsurare a cuplului de frînare.

Cu toate aceste aspecte, standul oferă condiţii optime pentru încercarea dispozitivelor antiblocare şi a regulatoarelor pentru forţele de frînare în funcţie de aderenţă şi sarcina pe roată, viteză etc. Standurile cu frînă legată rigid de masele de inerţie sînt mai simple şi permit cercetarea experimentală a mecanismelor de frînare şi a unei părţi din aparatele de frînare. Din aceste considerente este indicat ca în cazul realizării unui stand inerţial pentru studierea mecanismelor de frînare să se prevadă posibilitatea realizării ambelor scheme pentru a satisface toată gama de încercări a mecanismelor şi a aparatelor de frînare ale vehiculelor. Cea mai importantă condiţie care se impune standului este reproducerea cît mai fidelă a condiţiilor de funcţionare de pe vehicul. În afară de aceasta, este necesar ca standul prin construcţia sa, să permită varierea cît mai uşoară a maselor de inerţie funcţie de momentul de inerţie cerut de frîna supusă încercării, să permită reproducerea tuturor tipurilor de încercări de frînare (de durată, parţială şi stop) la viteze diferite şi în orice interval de timp. Complexitatea standului se măreşte în situaţia în care se încearcă acoperirea unui domeniu cît mai larg a valorilor maselor de inerţie, respectiv un domeniu cît mai larg pentru categoria frînelor de încercat. În general se întîmpină dificultatea realizării momentului de inerţie minim pentru frîna cea mai mică, deoarece elementele standului au valori mari ale momentelor de inerţie, dictate de condiţiile de rezistenţă. În această situaţie este indicată realizarea modulară a blocului maselor de inerţie, soluţie care ar duce la extinderea gamei frînei de încercat.

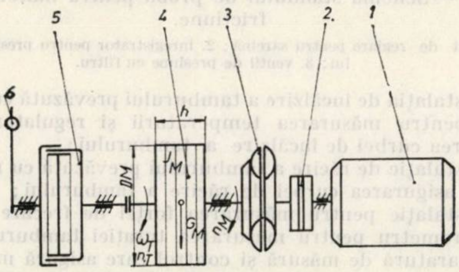


Fig. 4. — Stand inerţial pentru experimentarea mecanismelor de frînare.

1. motor electric asincron; 2. cuplaj electromagnetic sau ambreiaj mecanic; 3. cuplaj hidraulic; 4. mase inerţiale; 5. mecanism de frînare; 6. dispozitiv de măsurare a momentului de frînare.

Standurile inerţiale astfel concepute trebuie să cuprindă următoarele posibilităţi de măsurare:

- variaţia momentului de frînare funcţie de forţa de acţionare a frînei, viteza de alunecare a suprafeţelor în contact şi temperatură;
- spaţiul de frînare, respectiv deceleraţia;
- turaţia tamburului, respectiv ruloului;
- presiunea fluidului de comandă a frînei;
- temperatura garniturilor de frecare şi a tamburului;
- alunecarea dintre pneul frînat şi rulou;
- deformarea diferitelor părţi componente ale mecanismelor frînei.

Utilizarea acestui tip de stand permite deci studierea aprofundată a frînării, a mecanismelor de frînă, în condiţii chiar mai favorabile decît în cazul încercărilor pe parcurs, întrucît în acest caz sînt eliminaţi o serie de factori aleatori, cum ar fi vîntul, umiditatea, praful, frecarea cu aerul etc., care influenţează defavorabil stabilirea performanţelor frînelor de autovehicule sau a modului cum aceşti factori influenţează procesul de frînare.

3. Concluzii

În activitatea de concepţie, de fabricaţie şi de exploatare a vehiculelor, o pondere deosebită trebuie să se acorde încercărilor de frînare şi frînelor propriu-zise, combinînd probele de pistă pe vehicul cu cele pe standuri de frecare şi dinamometrice. Încercările de frînare a vehiculelor şi ale mecanismelor de frînare propriu-zise precum şi a pieselor componente, se corelează şi cu aspectele teoretice ale concepţiei frînelor, creînd premisele stabilirii solicitărilor mecanice şi termice reale precum şi dimensionarea corespunzătoare a frînelor în concordanţă cu condiţiile de exploatare. Pentru realizarea acestor scopuri s-au propus două scheme principiale pentru standuri de probă, care permit în mare măsură obţinerea unor informaţii preţioase privind proiectarea, construcţia şi exploatarea aparatelor de frînare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Odier, J.*: Încercările de frînare, analizarea şi interpretarea lor. În: Ingénieurs de l'automobile — 1962.

[2] *Untaru, M., Cîmpian, V., Soare, I., Seitz, N.*: Automobile, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti.

[3] * * * Instalaţia şi metodologia privind determinarea coeficientului de frecare şi uzare a materialului pe bază de azbest pentru garnituri de frînă I.C.P.A.T. — Braşov.

[4] *Untaru, M.* şi alţii. Construcţia şi calculul automobilului. Ed. tehnică, 1974, Bucureşti.

[5] * * * Controlul de calitate al garniturilor de frînă (metodă de încercare). SAE J 661 a.

[6] *Sinclair, D.* şi *Gulik, W. F*: Dinamometru inerţial pentru frîna dublă. Un nou instrument pentru încercarea frînei.

CZ : 629.114.4 – 752.001.5

Aspecte ale studiului spectrului de vibraţii ale autovehiculelor, corelat cu dinamica scaunului

Ing. Octavian GIURCĂ ; ing. Octavian VASU — I.C.P.A.T. – Braşov

Vibraţiile mecanice la care este supus conducătorul auto pot avea o întreagă gamă de consecinţe, mergînd de la distragerea atenţiei şi ajungînd pînă la oboseală, stînjenirea activităţii şi micşorarea randamentului, ba chiar la alterarea sănătăţii.

Examinarea influenţei acestora asupra comportării omului la volan implică principial trei etape :

a. În prima se examinează şi se analizează felul şi mărimea vibraţiilor mecanice în condiţiile de lucru date.

b. În a doua se studiază influenţa rezultatelor din prima etapă asupra comportamentului psihofiziologic şi asupra posibilelor alterări ale randamentului.

c. În a treia, pe baza cunoştinţelor obţinute anterior, se examinează mijloacele tehnice prin care se poate realiza izolarea omului faţă de eventualele vibraţii.

Această lucrare tratează problemele legate de primele două etape.

1. Stadiul actual al cercetărilor

În ultimul timp şi mai ales începînd din anul 1960, o mulţime de autori au abordat problema îmbunătăţirii confortului conducătorilor de autovehicule [1, 2, 3, 4, 5].

Scopurile acestor studii au fost în general :

— Examinarea toleranţelor subiectului uman la vibraţii mecanice.

— Examinarea şi stabilirea unor criterii de confortabilitate.

— Prezentarea unor date mai vechi şi mai noi în lumina acestor criterii.

— Examinarea capacităţilor scaunelor de a modifica condiţiile de solicitare proprii fiecărui autovehicul.

— Examinarea şi aprecierea aparaturii de măsură şi analiză.

Sumar, cercetările autorilor menţionaţi se pot clasifica în două categorii :

— *Studii subiective*, numite aşa fiindcă sînt bazate pe aprecierile subiective ale conducătorilor auto [1], pe baza unor studii curente folosind mărimi de excitare aleatorii, efectuate de Pradko şi colectivul său. Mai recent ISO a încercat să rezolve problema toleranţei subiectului uman la vibraţii. S-a propus o gamă de criterii de toleranţă care în studiul actual sînt facultative (Proiect de recomandare ISO/TC 108/SC 4).

— *Studii obiective*, care prezintă dovezile cantitative ale modificărilor fiziologice şi biologice produse în corpul uman, în urma acţiunii vibraţiilor de joasă frecvenţă. Cercetările au determinat modificări de acuităţi vizuale, stări de inhibiţie şi modificări ale metabolismului. Adiţional s-a determinat preponderenţa anumitor maladii la conducătorii de vehicule tot teren, de tractoare, la piloţii de elicoptere etc. Din măsurările experimentale efectuate pe autovehicule rezultă preponderenţa unor vibraţii avînd frecvenţa între 2 şi 8 Hz, gamă pentru care subiectul uman prezintă o sensibilitate maximă.

2. Criterii specifice de toleranţă

2.1. Janeway în anul 1948, făcînd o analiză a datelor de toleranţe admisibile, a stabilit un criteriu limită pentru vibraţiile autovehiculelor pentru persoane. Aceste limite pot fi exprimate prin formulele :

$$\begin{aligned} -J &= af^3 = 2 && \text{pt.f} = 1 \ldots 6 \text{ Hz} \\ -J &= af^2 = 1/3 && \text{pt.f} = 6 \ldots 20 \text{ Hz} \\ -J &= af = 1/60 && \text{pt.f} = 20 \ldots 60 \text{ Hz} \quad (1) \end{aligned}$$

unde : a este amplitudinea în ţoli
J — limita Janeway care se exprimă ca o acceleraţie medie pătratică.

Limitele Janeway au fost stabilite în urma efectuării mediei rezultatelor obţinute în condiţii de laborator, folosind o masă vibratoare, semnal de excitare variind sinusoidal. Rezultatele pot fi folosite şi în cazul unor vibraţii aleatoare în benzi de frecvenţe înguste.

2.2. Putere absorbită — criteriu Pradko-Lee. În scopul departajării mai bune a gradelor subiective de confortabilitate de către subiecţi, Pradko şi Lee au propus înlocuirea aprecierilor bazate pe valori eficace ale acceleraţiilor, cu aprecieri bazate pe mărimea scalară numită putere absorbită. Această mărime exprimă cantitatea medie de energie disipată în corpul subiectului uman, cu considerarea calităţilor biomecanice complexe ale acestuia. Puterea absorbită la o putere de excitaţie dată depinde de frecvenţa şi amplitudinea semnalului. La o frecvenţă dată, energia absorbită depinde de componenţa reală a impedanţei mecanice a corpului uman, pentru o anumită poziţie a acestuia. Această dependenţă de frecvenţă este apreciată pe baza unor funcţii de pondere aplicate nivelului de putere excitant. În domeniul de frecvenţă puterea medie absorbită este dată de formula :

$$P_{med} = \sum_{i=0}^{N} K_i \cdot A^2_{i_{ef}} \qquad (2)$$

unde : $A^2_{i_{ef}}$ este valoarea medie pătratică la frecvenţa i dată

$$A_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T a^2(t) \cdot dt}$$

K_i — coeficient depinzînd de poziția corpului uman față de semnalul excitant și de frecvența i dată.

În coordonate „amplitudine-timp" puterea medie absorbită ($P_{m.a}$) este dată de

$$P_{m.a} = \lim_{t\to\infty} \frac{1}{t}\int_0^t f(t)\,V(t)\,dt \qquad (3)$$

în care: $f(t)$ este forța instantanee în punctul de aplicație
$v(t)$ — viteza instantanee în punctul de aplicație

Rezultatele aplicabilității obiective ale acestui criteriu rezultă din afirmațiile făcute de Pradko (în anul 1968): „Parametrii fizici care caracterizează mediul de experimentare au o mare influență asupra a ceea ce poate constitui un nivel de vibrații acceptabil sau inacceptabil. De exemplu, o limită superioară acceptabilă pentru puterea absorbită în cazul automobilelor poate fi de 0,2...0,3 watt: pe de altă parte, o limită superioară acceptabilă pentru vehicule tot teren este de 6...10 wați, iar dacă cineva ar fi supus în aceste condiții la influența unor vibrații cu putere medie absorbită de 0,5...1 watt ar aprecia călătoria ca fiind foarte confortabilă".

Puterea absorbită implică deci o categorisire a gradului de confortabilitate în funcție de modul vibrației, de amplitudine, de conținutul de frecvențe și de poziția corpului uman.

2.3. Criteriul ISO (proiect de recomandare elaborat de ISO/TC 108/sc4). Nivelurile de toleranță prezintă interes, deoarece includ timpul de expunere al subiecților precum și gama de frecvențe de sensibilitate maximă (4 la 8 Hz). Desigur datele au fost obținute în aceleași condiții ca și pentru criteriul Janeway. Limitele amintite sînt prezentate în lucrările [1, 2, 3, 4, 5, 6].

În ultimul timp se fac eforturi deosebite pentru definitivarea anumitor aspecte ale limitelor propuse de criteriul ISO precum și a domeniilor de aplicabilitate a celorlalte criterii.

3. Aparatura de măsură

În cele ce urmează vom prezenta rezultatele obținute referitoare la primele două etape amintite. Măsurările s-au efectuat la nivelul podelei cabinei automobilului cît și la suprafața de interferență scaun-om, respectînd repartiția presiunii specifice pe pernă. Accelerațiile au fost captate prin intermediul unui traductor B1 de accelerații (produs de firma H.B.M.), amplificate prin intermediul amplificatorului cu frecvență purtătoare K.W.S.T.—5, filtrate cu o frecvență limită de filtrare de 120 Hz realizată prin folosirea filtrului TP6—E(HBM) și înregistrate pe bandă magnetică folosind un înregistrator 7001 (B.et.K). Aparatura a fost alimentată la tensiunea de 220V, folosind două grupuri invertoare. Înregistratorul magnetic fiind un aparat de înaltă precizie destinat încercărilor de laborator nu a permis determinarea vibrațiilor decît pe drumuri de o categorie superioară. Rezultatele înregistrate au fost analizate în laborator realizînd o conversiune de frecvență. Semnalul astfel convertit a fost amplificat și analizat pe benzi de frecvență cu ajutorul spectrometrului tip 2112 B.et K și a filtrului de extensie tip 1620.

Rezultatele analizei au fost înregistrate folosind înregistratorul 2305 (B.et.K). Valorile înregistrate sînt valori medii pătratice. În urma analizei, s-au trasat diagramele spectrale în coordonate valori medii eficace-frecvență.

4. Interpretarea rezultatelor

Rezultatele analizei au fost interpretate pe baza criteriilor Janeway și ISO pe diagramele anexe, unde sînt trasate atît limitele cît și valorile măsurate (fig. 1, 2 și 3). Măsurările

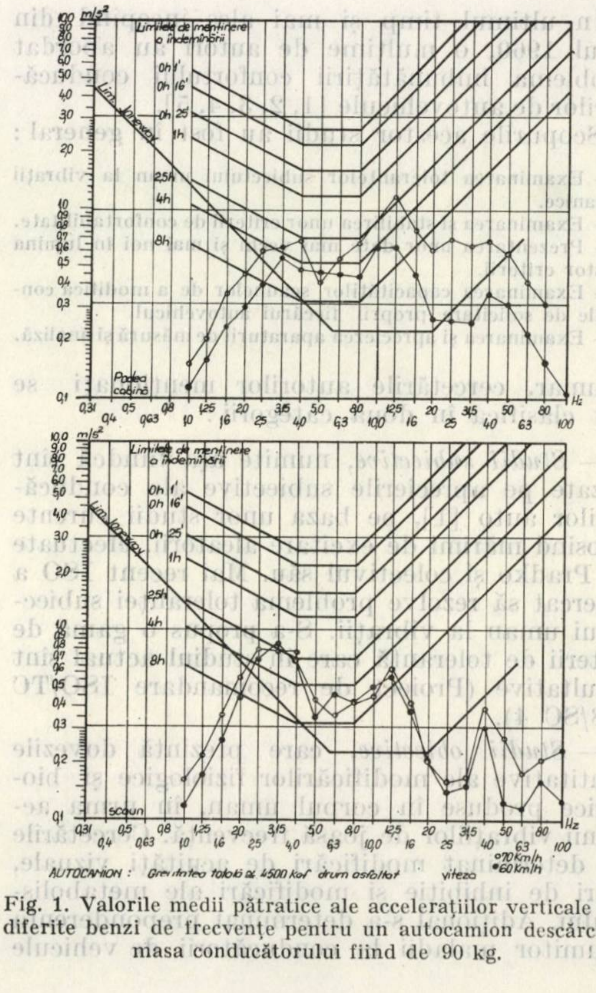


Fig. 1. Valorile medii pătratice ale accelerațiilor verticale pe diferite benzi de frecvențe pentru un autocamion descărcat, masa conducătorului fiind de 90 kg.

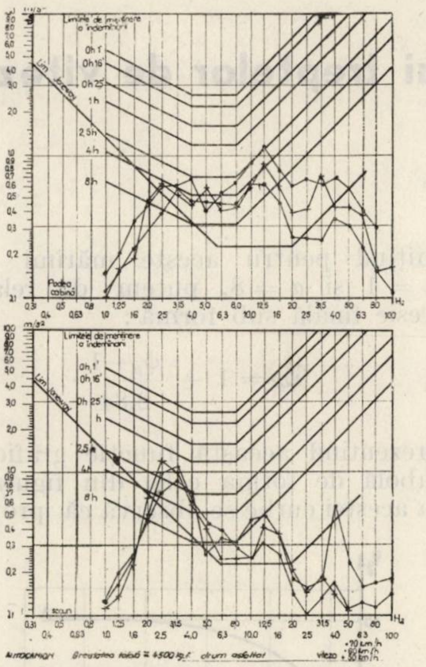


Fig. 2. Valorile medii pătratice ale acceleraţiilor verticale pe diferite benzi de frecvenţe, pentru un autocamion descărcat, masa conducătorului fiind de 65 kg.

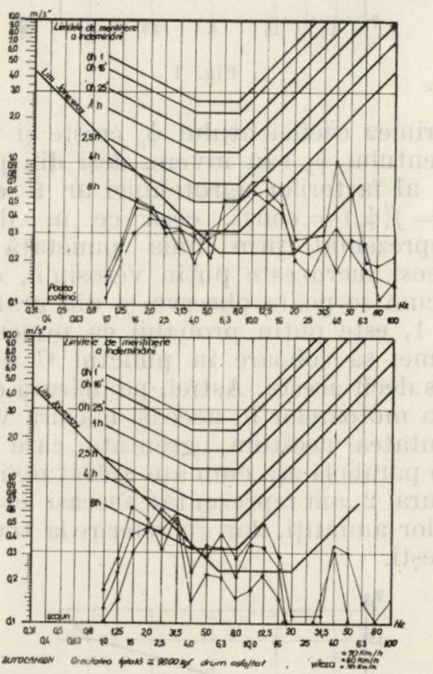


Fig. 3. Valorile medii pătratice ale acceleraţiilor verticale pe diferite benzi de frecvenţe, pentru un autocamion încărcat, masa conducătorului fiind de 65 kg.

s-au făcut pe un autocamion, pe traseul Sînpetru–Bod cu lungimea de circa 3 km, în mai multe variante :

- de încărcătură :
- la greutatea totală maximă de 9600 kg.
- la greutatea proprie.
- de viteză 50,60 şi 70 Km.
- de greutate a conducătorului : 65 şi 90 kgf.
- de amplasare a traductorului :
- la podeaua cabinei.
- la suprafaţa de interferenţă scaun–om.

Analiza diagramelor arată o bună confortabilitate a vehiculului analizat.

În baza variantelor expuse se pot face cîteva consideraţii.

— Descărcarea camionului conduce la creşterea acceleraţiilor la nivelul podelei cabinei, astfel încît de la limita de 4–8 ore se ajunge la limita numai de 2,5–4 ore de menţinere a îndemînării. Bineînţeles că acestea au legătură nemijlocită cu aprecierea confortabilităţii şi indică nivelul calităţii suspensiei autovehiculului.

— Creşterea vitezelor de deplasare de la 50 la 60 şi 70 km/h conduce în general la creşterea nivelului acceleraţiei, cu toate că la unele frecvenţe se observă scăderi.

— Creşterea greutăţii subiectului uman de la 65 la 90 kgf conduce la scăderea nivelului acceleraţiilor între 2,5 şi 4 Hz. De menţionat că acestea sînt frecvenţele unde scaunul amplifică mişcarea.

— Comparînd valorile măsurate la nivelul scaunului cu cele de la nivelul podelei, se observă o mărire la frecvenţele de 2–3 Hz şi o diminuare substanţială la frecvenţele de 6–30 Hz.

— Se mai constată o creştere a nivelului acceleraţiilor la frecvenţa aproximativă de 12,5 Hz (dublul turaţiei roţilor pentru viteza de 70 km/h, creştere care poate fi pusă pe seama ovalităţii roţilor sau diferenţelor de elasticitate a anvelopelor.

— O altă creştere de nivel are loc la frecvenţa de 40 Hz, care constituie aproximativ turaţia motorului şi respectiv a transmisiei cardanice. Valorile apar din cauza incorectitudinii transmisiei cardanice.

Acceleraţiile au valori sub limite de 2,5 şi 4 ore de menţinere a îndemînării conducerii. Prin amortizarea produsă scaunul a prezentat în condiţiile de experimentare o bună confortabilitate. Se recomandă, pentru menţinerea în continuare a limitelor acceleraţiilor verticale (sau chiar pentru îmbunătăţirea lor) verificarea montării şi echilibrării corecte a transmisiei cardanice şi mai ales executarea corectă a jenţilor (fără bătăi radiale şi frontale).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Stikeleather, L.F., Hall G.O., Radke A. O.* : A study of vehicle vibration spectra as related to seating dynamic, ASE Paper nr. 72.0001.

[2] * * * H. B. M. Messtechnische Briefe, nr. 1, 1969.

[3] *Janeway, R.N.* : A practical approach to truck ride instrumentation and evaluation. SAE Paper, nr. 166.0140.

[4] *Donoghue, W. C.* : Instrumentation for truck ride data. SAE Paper, nr. 66 0136.

[5] *Deusen, von B. O.* : Human response to vehicle vibration SAE Paper nr. 66 0139.

[6] * * * Die Anwendung der Betk Messsysteme für Messungen von Mechanischen Schwingungen und Stössen. B. et. K. sept., 1970.

CZ: 629.114.2–58

Oportunitatea reanalizării numărului treptelor de viteze la tractoarele pe șenile

Prof. dr. ing. Nicolae **TECUȘAN** – Institutul politehnic „Traian Vuia” – Timișoara

1. Introducere

Progresul mare pe care îl cunoaște în prezent pe plan mondial construcția de mașini în general și construcția de tractoare în special a condus la apariția unui mare număr de tipodimensiuni, în care se încadrează atît tractoarele agricole pe șenile cît și tractoarele industriale cu un astfel de mecanism de deplasare. De asemenea, pe zi ce trece puterea acestora este în continuă creștere, ajungînd de la tractoarele pe șenile de puteri medii sau mari la tractoarele pe șenile de puteri foarte mari, în jur de 525 CP, sau chiar și mai mari. Pe de altă parte, în paralel cu creșterea puterii a crescut și greutatea tractoarelor, din care motiv asistăm azi la construcția de tractoare a căror masă este de 25–30 tone, caracterizate pe bună dreptate de specialiști ca „mamuți”. Dacă se raportează greutatea tractoarelor actuale la greutatea tractoarelor produse cu mulți ani în urmă, rezultă un coeficient pe care îl vom nota cu ψ_g și anume:

$$\psi_g = \frac{G_a}{G_0}$$

unde: G_a este greutatea tractoarelor actuale și în perspectivă;
G_0 – greutatea tractoarelor fabricate în trecut

După cum se poate observa, în multe cazuri și la multe din tractoarele existente, coeficientul ψ_g poate avea valori fie supra fie subunitare.

În ceea ce privește puterea tractoarelor și ea se poate exprima sub forma unui raport, astfel:

$$\psi_p = \frac{P_a}{P_0}$$

unde: P_a este puterea tractoarelor actuale și în perspectivă;
P_0 – puterea tractoarelor fabricate în trecut.

După cum se știe, printre parametrii ce caracterizează un tractor sau altul se numără și greutatea specifică sau puterea sa specifică, între cei doi coeficienți existînd o legătură pe care o putem exprima:

$$\psi_p = a\,(\psi_g' - n)^2 + m \qquad (1)$$

unde: ψ_g' reprezintă valoarea teoretică a coeficientului ψ_g care cu multă siguranță se poate admite ca fiind egal cu ψ_g
a, n și m – mărimi constante.

Admițînd pentru aceste mărimi valorile: $n = m = 1$ și $a = 8$, putem da relației (1) o expresie finală sub forma:

$$\psi_g = 1 + \frac{\psi_p - 1}{2{,}84}.$$

Reprezentînd această funcție grafic rezultă o parabolă de forma celei din figura 1. Din analiza acestei curbe se observă că proporțional

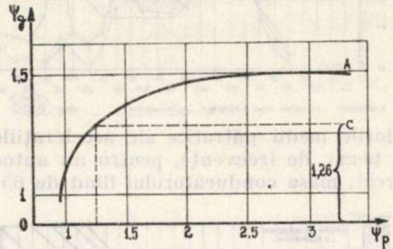


Fig. 1

cu mărimea coeficientului ψ_g crește și valoarea coeficientului ψ_p sau invers, deși din punct de vedere al factorilor agrotehnici ar fi de dorit ca $\psi_g = f(\psi_p) = \text{const}$, ceea ce în diagramă s-a reprezentat prin linia punctată $B - C$. Dar acest lucru este puțin verosimil, deoarece după cum se poate observa și din graficul din figura 1, este puțin probabil ca punctul A al diagramei să coboare în punctul C sau chiar mai jos decît acesta. Astfel, pe măsură ce crește puterea motoarelor în aceeași măsură va crește și greutatea acestora, greutate care variază după o parabolă așa cum am arătat mai înainte. În figura 2 am reprezentat aceeași evoluție a factorilor amintiți, dar cu referire la tractoarele românești.

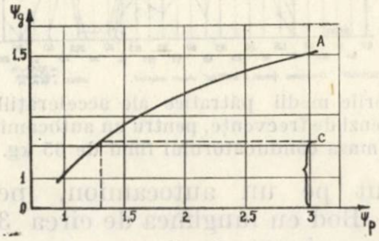


Fig. 2

2. Considerații legate de numărul treptelor de viteză și de greutatea acestor tractoare

Se cunoaște că între greutatea proprie a fiecărui tractor și parametrii de tracțiune există o legătură mult discutată și mult analizată în ultima vreme. Ca atare ne permitem a nota cu φ_t raportul dintre forţa de tracţiune şi greutatea tractorului astfel:

$$\varphi_t = \frac{P_t}{G_t}$$

unde: P_t este puterea de tracţiune;
G_t — greutatea tractorului.

De asemenea, în aprecierea calităţilor de tracţiune ale unui tractor mai apare un factor de apreciere şi anume randamentul de tracţiune pe care îl vom nota cu: η_t.

Deci: $$\eta_t = \frac{P_t}{P_e}$$

unde: P_t este puterea de tracţiune
P_e — puterea efectivă a motorului.

Prezentînd grafic aceşti parametri de tracţiune rezultă în funcţie de natura solului curbele din figura 3. După cum se observă din această figură, valorile maxime pentru randamentul de tracţiune apar la un coeficient $\varphi_t = 0{,}49 - 0{,}5$ pentru sol nisipos şi $\varphi_t = 0{,}77 - 0{,}8$ pentru sol argilolutos.

Aceeaşi caracteristică există şi la tractorul S—650 (fig. 4). Din multitudinea de încercări experimentale, din numărul mare de date obţinute, s-a ajuns la concluzia că parametrii de tracţiune la un tractor pe şenile trebuie să corespundă în mare măsură cu greutatea tractorului, astfel încît să se poată admite deziderătul cunoscut de noi toţi şi anume: greutatea unui tractor pe şenile se confundă cu greutatea de aderenţă, deci coeficientul ce ţine seama de folosirea greutăţii aderente a tractorului trebuie să fie egal cu unitatea. În unele situaţii, cînd tractoarele sînt folosite la lucrări de hidroamelioraţii şi cînd sînt echipate cu lamă de buldozer sau alte unelte, greutatea acestora devine:

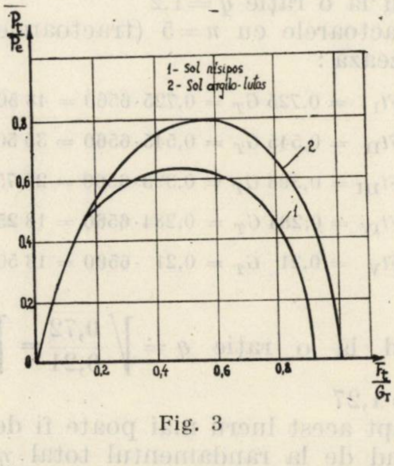


Fig. 3

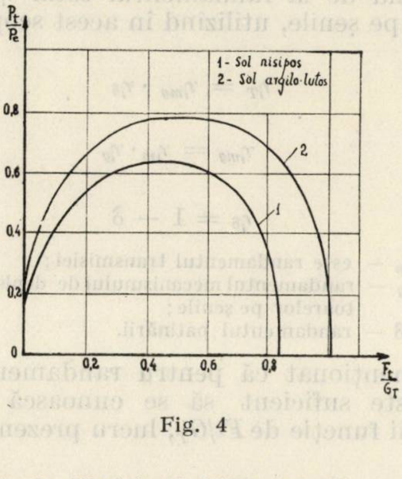


Fig. 4

$$G_t + \text{lamă de buldozer} = (1{,}15 - 1{,}3)\, G_T$$

sau

$$G_T = L. \text{ şi } S. = (1{,}35 + 1{,}5)\, G_T$$

Ca urmare, parametrii de tracţiune ai acestor tractoare trebuie să fie pe măsura greutăţii tractorului după cum urmează:

$$Ft_{min} = \varphi_t \cdot G_T = 0{,}49 \cdot 1{,}05\, G_T = 0{,}55\, G_T$$

şi

$$Ft_{max} = \varphi_t \cdot G_T = 0{,}77 \cdot 1{,}45\, G_T = 1{,}12\, G_T$$

Ca atare, forţa maximă de tracţiune la un tractor pe şenile trebuie să fie cel puţin egală cu greutatea sa G_T dacă nu mai mare, aşa după cum s-a arătat mai înainte. Dacă aplicăm aceste relaţii la tractorul S—650, rezultă următorii parametri de tracţiune:

$$Ft_{min} = 0{,}208\, G_T$$

$$Ft_{max} = 0{,}75\, G_T$$

Astfel, se observă că forţa de tracţiune minimă este rezultatul folosirii unei mici părţi din greutatea tractorului, iar forţa de tracţiune maximă nu foloseşte integral aceeaşi greutate situaţie care trebuie trecută în mare parte pe seama treptelor din cutia de viteze, care la tractorul S—650 sînt în număr de cinci. De aici se desprinde concluzia că actualele tractoare pe şenile care au un număr mare de trepte de viteze nu folosesc eficient greutatea tractorului, cu alte cuvinte nu permit obţinerea unui randament de tracţiune ridicat. Fiecare motor de tractor are caracteristică proprie de regulator, prin care se poate exprima atît coeficientul de rezervă cît şi coeficientul de adaptabilitate al motorului, aşa după cum vom arăta în continuare.

Deci coeficientul de rezervă K_r se poate exprima prin relaţiile:

$$K_r = \frac{Mn_{max} - Mm_{Pe\,max}}{Mm_{Pe\,max}}$$

sau

$$K_r = \frac{Mm_{max} - Mn}{Mn}$$

iar coeficientul de adaptabilitate K_a prin relația :

$$K_a = \frac{Mm_{max}}{Mn}$$

unde: Mm_{max} este momentul motor maxim ;
$Mn\,(Mm_{Pemax})$ — momentul nominal sau momentul corespunzător puterii efective maxime.

După cum se știe între acești doi coeficienți există următoarea relație și anume :

$$K_r = K_a - 1$$

sau

$$K_a = K_r + 1$$

Dar același coeficient de adaptabilitate a motorului, pentru o judicioasă folosire a potențialului dezvoltat de motor, trebuie corelat cu rapoartele de transmisie ale tractorului, respectiv cu rația q a progresiei geometrice ce caracterizează șirul de rapoarte din cutia de viteze.

Astfel :

$$K_a = q . Ks$$

q este rația progresiei geometrice a șirului de rapoarte de transmitere din cutia de viteze ;
K_s — coeficientul de sarcină al motorului.

Rația progresiei geometrice q mai poate fi exprimată în funcție de acești coeficienți și astfel :

$$q = \frac{K_a}{K_s}$$

De asemenea, aceeași rație se poate determina, din considerentele de folosire judicioasă a parametrilor dinamici ai motorului și folosind relația :

$$q = \sqrt[n]{\frac{Ft_{max}}{Ft_{min}}}$$

unde: Ft_{min} este forța de tracțiune minimă ;
Ft_{max} — forța de tracțiune maximă ;
n — numărul treptelor de viteze ale cutiei de viteze.

Pornind de la dezideratul că trebuie să folosim întregul potențial al motorului, aflat între limitele Mm_{min} și Mm_{max} , și că rația q a progresiei geometrice trebuie aleasă în intervalul acesta de variație a momentului motor, cu alte cuvinte trebuind să se realizeze o astfel de rație care să se confunde cu coeficientul de încărcare al motorului, se impune ca numărul treptelor de viteză să fie analizat din acest punct de vedere.

În cazul cînd un tractor pe șenile cu suspensie semielastică de tipul tractorului S—650 ar avea două trepte de viteză rația q ar fi :

$$q = \sqrt{\frac{Ft_{max}}{Ft_{min}}} = \sqrt{\frac{1{,}12\,G_T}{0{,}515\,G_T}} = \sqrt{2{,}18} = 1{,}48$$

În cazul a trei trepte de viteze rația va fi :

$$q = \sqrt{\frac{Ft_{max}}{Ft_{min}}} = \sqrt{\frac{1{,}12}{0{,}515}} = \sqrt{2{,}18} = 1{,}28$$

Dacă admitem cinci trepte de viteze ca la tractorul S—650, atunci : $q = 1{,}23$

De asemenea, revenind și la cele arătate mai înainte rezultă :

$$q = \frac{K_a}{K_s} \text{ și deci } K_s = \frac{K_a}{q} = \frac{1{,}5}{1{,}48} = 1{,}01$$

sau $K_s = \frac{1{,}5}{1{,}3} = 1{,}16$, iar pentru tractorul S—650 ; $K_s = 1{,}22$.

De aici se poate trage concluzia că :

— la tractoarele cu trei trepte de viteze ($n=3$) se realizează :

$$Ft_{\mathrm{I}} = (0{,}94 - 1{,}17)\,G_T = 1{,}05\,G_T$$
$$Ft_{\mathrm{II}} = (0{,}7 - 0{,}84)\,G_T = 0{,}77\,G_T$$
$$Ft_{\mathrm{III}} = (0{,}5 - 0{,}6)\,G_T = 0{,}55\,G_T$$

ajungînd la o relație $q = 1{,}6$

— la tractoarele cu $n=2$ se realizează :

$$Ft_{\mathrm{I}} = (0{,}9 - 1{,}0)\,G_T = 0{,}95\,G_T$$
$$Ft_{\mathrm{II}} = (0{,}58 - 0{,}68)\,G_T = 0{,}62\,G_T$$

ajungînd la o rație $q = 1{,}2$

— la tractoarele cu $n=5$ (tractoarele S—650) se realizează :

$$Ft_{\mathrm{I}} = 0{,}725\,G_T = 0{,}725 \cdot 6560 = 48\,500\ \mathrm{N}$$
$$Ft_{\mathrm{II}} = 0{,}545\,G_T = 0{,}545 \cdot 6560 = 35\,500\ \mathrm{N}$$
$$Ft_{\mathrm{III}} = 0{,}393\,G_T = 0{,}393 \cdot 6560 = 25\,750\ \mathrm{N}$$
$$Ft_{\mathrm{IV}} = 0{,}284\,G_T = 0{,}284 \cdot 6560 = 18\,250\ \mathrm{N}$$
$$Ft_{\mathrm{V}} = 0{,}21\,G_T = 0{,}21 \cdot 6560 = 13\,500\ \mathrm{N}$$

ajungînd la o rație $q = \sqrt[5]{\frac{0{,}72}{0{,}21}} = \sqrt[5]{\frac{720}{210}} = \sqrt[5]{3{,}45} = 1{,}27$

De fapt acest lucru mai poate fi demonstrat și plecînd de la randamentul total η_T al unui tractor pe șenile, utilizînd în acest scop relația :

$$\eta_T = \eta_{mg} \cdot \eta_\delta$$

unde :

$$\eta_{mg} = \eta_m \cdot \eta_g$$

iar :

$$\eta_\delta = 1 - \delta$$

unde: η_m — este randamentul transmisiei ;
η_g — randamentul mecanismului de deplsare al tractoarelor pe șenile ;
η_δ — randamentul patinării.

De menționat că pentru randamentul patinării este suficient să se cunoască variația patinării funcție de Ft/G_T, lucru prezentat grafic în figura 5. După cum se observă, patinarea crește odată cu mărimea raportului dintre forța de tracțiune și greutatea de exploatare a tractorului. De asemenea, folosind relația de mai sus, s-a determinat randamentul diferitelor tractoare, prezentate grafic în figura 6. Pentru calcule s-a admis că $\eta_{mg} = 0{,}88$.

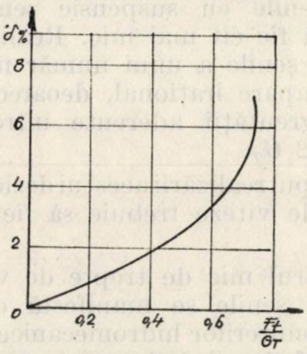


Fig. 5

După cum se poate observa, randamentul tractoarelor analizate este influențat de viteza de deplasare sau mai bine zis, la tractoarele pe șenile analizate pentru a avea un randament η_T ridicat trebuie micșorată viteza de deplasare, cu alte cuvinte, numărul treptelor. Astfel, la un tractor cu $G_T/Pe = 100$ kg/CP, cum este tractorul S—650 la care ne-am referit, este rațională deplasarea de 4 km/h pentru obținerea unui randament η_T *max*. La fel tractorul SM—455, permite realizarea unui randament η_T maxim, la valori ale vitezei de 6,8—7 km/h. În cazul tractoarelor cu greutate specifică mică, de exemplu de 40 kg/CP, viteza de deplasare la randamentul η_T maxim al tractorului crește, ajungînd pînă la 10 km/h. Deci, așa după cum ne-am propus mai sus, la tractoarele pe șenile cu puteri de la 65 CP în sus nu este rațional ca numărul treptelor de viteză să fie mai mare de 2 :3. În scopul demonstrării acestora reproducem și graficul din figura 7. Se pare că un astfel de raționament stă la baza alegerii rapoartelor de transmitere și atunci cînd tractorul se echipează cu o transmisie hidromecanică.

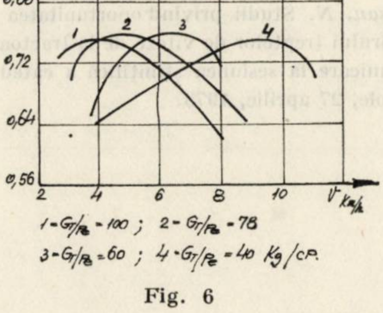


Fig. 6

Admitem pentru exemplificare unele date legate de tractorul S—650 și anume :

$$Ft_{max} = 48\,500\text{N} \text{ — treapta I}$$

$$Ft_{min} = 21\,800\text{N} \text{ — treapta a III-a}$$

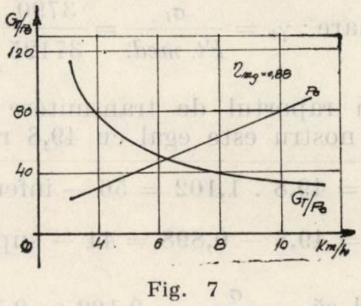


Fig. 7

Deci : $Fts = 48\,500\text{N}$ iar $Fti = 25\,750\text{N}$

$$\text{deci : } Tf_{med} = \frac{48\,500 + 25\,750}{2} =$$

$$= \frac{74\,250}{2} = 37\,125$$

Admițînd ca repartizarea forțelor de tracțiune să se facă în așa fel încît să existe o precizie de $\pm 3\sigma$, unde σ abaterea medie pătratică (1) rezultă că :

$$\sigma_i = \frac{Ft_{max} - Ft_{min}}{2}$$

sau

$$\sigma_i = \frac{Ft_{max} - Ft_{min}}{6} = \frac{48\,500 - 25\,750}{6}$$

$$\sigma = 3791$$

Pentru a menține randamentul hidrotransformatorului între limitele maxime, se înțelege că avem nevoie de două rapoarte de transmitere, unul superior i_s și unul inferior i_i, după cum rezultă și din relațiile de mai jos :

$$i_s = \frac{(Ftmed + \sigma s)\eta_m}{Mm \cdot K\,\eta_m}$$

și

$$i_i = \frac{(Ft.med. + \sigma i)}{Mm \cdot K\eta_m}$$

unde: Mm este momentul motor — egal cu 258 N.m. ;
ηF — raza roții motrice — egală cu 0,398 m ;
Km — constanta hidrotransformatorului, egală cu 1,29
ηm — randamentul mecanic al transmisiei egal cu 0,9.

Legătura dintre aceste rapoarte de transmitere, determinate mai sus, se mai poate scrie și sub forma :

$$i_i = i_0(1 + \gamma_i) \text{ și } i_s = l_0(l - \gamma_s)$$

$$\text{unde}: \gamma_i = \frac{\sigma_i}{Ft.\ med.} \ \text{iar}\ \gamma_s = \frac{\sigma_s}{Ft.\ med.},$$

unde: γ_i şi γ_s sînt parametrii de variaţie a sarcinii.

$$\text{Prin urmare}: \gamma_i = \frac{\sigma_i}{Ft.\ med.} = \frac{3790}{37125} = 0{,}102$$

Şi cum raportul de transmitere i_0 pentru tractorul nostru este egal cu 49,8 rezultă că:

$$i_i = 49{,}8\ .\ 1{,}102 = 56 - \text{inferior}$$

$$i_s = 49{,}8 - 0{,}898 = 44 - \text{superior}$$

$$\text{Cunoscînd că}\ \frac{\sigma}{Ft.\ med.} = 0{,}102 \simeq 0{,}10$$

rezultă că raţia se poate determina cu relaţia:

$$q = e - 1{,}22\ \frac{\sigma}{Ft.\ med.} = e - 1{,}22.0{,}10 = 0{,}78$$

Aceeaşi raţie q a fost dedusă anterior la transmisia mecanică, aparţinînd unui şir, unei progresii geometrice, cu ajutorul relaţiei:

$$q = \frac{i_i}{i_s} = \frac{44}{56} = 0{,}78$$

Deci deducţiile şi ipotezele admise mai înainte se confirmă.

În cazul că s-a utilizat un număr mai mare de trepte de viteze, deci şi de rapoarte de transmitere, raţia progresiei geometrice ar deveni mai mică, iar rapoartele de transmitere obţinute ar fi foarte dispersate şi nu compacte, ca în cazul a trei trepte de viteze. Or, o dispersare a rapoartelor de transmitere a arătat că va conduce la o folosire nejudicioasă a greutăţii aderente a tractorului.

3. Concluzii

Din cele de mai sus se desprind următoarele concluzii pentru practică şi anume:

—Diapazonul vitezelor, numărul de trepte, trebuie ales în concordanţă cu modificarea greutăţii aderente şi cu posibilităţile fizico-mecanice ale solului.

—Numărul treptelor de viteze pentru tractoarele pe şenile cu suspensie semielastică este raţional să fie cît mai mic. Realizarea la tractoarele pe şenile a unui număr mare de trepte de viteze apare iraţional, deoarece nu permite folosirea greutăţii aderente între limitele de $0{,}515-1{,}12\ G_T$.

—În scopul realizării acestui deziderat numărul treptelor de viteze trebuie să fie de două, cel mult trei.

—Numărul mic de trepte de viteze la tractoarele pe şenile se manifestă oportun şi în cazul transmiterilor hidromecanice. Ca urmare, în scopul obţinerii de la aceste tractoare a unor parametri de tracţiune superiori şi într-un caz şi în altul, numărul treptelor de viteze trebuie corelat cu greutatea aderentă.

—Se consideră că parametrii de tracţiune cu valori mai mici decît G_T nu sînt eficienţi şi nu contribuie la realizarea gradului de folosire şi exploatare raţională a acestor tractoare.

—Ştiind că aceste tractoare, prin construcţia mecanismului lor de deplasare, prin suspensia lor semielastică, nu pot fi folosite la transport, vitezele mari nu-şi găsesc utilitatea.

—În cazul în care aceste tractoare urmează a lucra cu lamă de buldozer, printr-un reductor simplu sau prin modificări reduse la cutia de viteze treptele respective pot deveni aceleaşi şi pentru mersul înapoi al tractorului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lvov, E. D.*: Teoria tractora. Ed. Maşghiz, 1960.

[2] *Tecuşan, N.*: Metodă simplificată de determinarea a rapoartelor de transmitere la un tractor cu transmisia hidraulică. Colecţia ,,Simpozionul de mecanisme şi transmisii mecanice'' — Reşiţa, 1972.

[3] *Tecuşan, N.* Studii privind oportunitatea reconsiderării numărului treptelor de viteze de la tractoarele pe şenile. Comunicare la sesiunea ştiinţifică a catedrei de maşini agricole, 27 aprilie, 1973.

* * *

CZ ; 624.002.5 ; 621.825.54

Regimul termic al ambreiajelor cu frecare răcite cu ulei (la transmisiile utilajelor de construcție)

Ing. Ion **STANCIU** – I.C.P.A.T. – Brașov

Regimul termic al ambreiajelor cu frecare este determinat de creșterea de temperatură care are loc în timpul procesului de cuplare (decuplare), ca urmare a transformării lucrului mecanic de frecare în căldură, absorbit integral de ambreiaj, datorită timpului scurt de cuplare (decuplare).

Căldura absorbită în timpul unei cuplări (decuplări) rezultă din relația:

$$Q = AL_{fr} = c.m.\Delta\theta \qquad (1)$$

în care: Q este cantitatea de căldură dezvoltată în timpul unei cuplări (Kcal)

A — $\frac{1}{427}$ echivalentul caloric al lucrului mecanic $\left(\frac{\text{Kcal}}{\text{kgfm}}\right)$

L_{fr} — lucrul mecanic de frecare la cuplare (decuplare) (kgfm)

c — căldura specifică a materialului (Kcal/kg°C)

m — masa pieselor ambreiajului căreia i se transmite cantitatea de căldură dezvoltată (kg)

$\Delta\theta$ — creșterea temperaturii ambreiajului

La ambreiajele cu regim de exploatare foarte intens (cuplări și decuplări repetate la intervale scurte) căldura absorbită nu mai poate fi evacuată natural și este necesară introducerea răcirii artificiale a acestora cu un agent de răcire (ulei) în circuit închis, care evacuează căldura acumulată de ambreiaj. Asemenea regimuri de exploatare intense se întîlnesc mai ales la ambreiajele utilizate la transmisiile **utilajelor de construcție.**

În această lucrare se analizează regimul termic al ambreiajelor cu frecare, răcite cu ulei, prin stabilirea temperaturii de echilibru ce se atinge la cuplări și decuplări repetate. Modelul matematic ce stă la baza determinării temperaturii de echilibru presupune că în timpul procesului de cuplare (decuplare) se realizează o încălzire instantanee a ambreiajului, ca urmare a faptului că timpul de cuplare (decuplare) este mult mai mic decît constanta de timp a procesului de răcire:

$$t_{c,d} \ll \tau R$$

iar durata funcționării în regim cuplat (decuplat) în care se realizează răcirea ambreiajului este de asemenea mai mică decît constanta de timp a procesului de răcire:

$$t_R < \tau R$$

Reprezentarea schematică a unui procedeu de încălzire instantanee urmat de o răcire poate fi urmărită în figura 1.

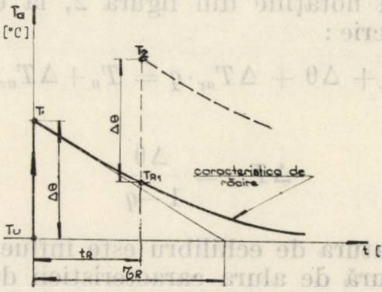


Fig. 1. Schematizarea procesului de încălzire instantanee — răcire.

T_a — temperatura ambreiajului; t — timpul; T_1 — temperatura ambreiajului după prima cuplare (decuplare); T_{R1} — temperatura ambreiajului după răcire; T_2 — temperatura ambreiajului după a doua cuplare (decuplare); Δ_θ — creșterea temperaturii la cuplare (decuplare); t_R — timpul dintre două cuplări; τ_R — constanta de timp a procesului de răcire.

Temperatura de echilibru T_e rezultă din egalitatea între creșterea de temperatură în timpul cuplării (decuplării) și scăderea de temperatură în urma răcirii după o lege exponențială:

$$\Delta\theta = (T_e - T_u)\,(1 - e^{-t_R/\tau R}) \qquad (2)$$

Notînd:

$$e^{-t_R/\tau R} = q,$$

rezultă:

$$T_e = T_u + \frac{\Delta\theta}{1 - q} \qquad (3)$$

unde: $\frac{1}{1-q}$ reprezintă suma seriei geometrice infinite, iar termenii acestei serii salturile de temperatură după prima, a doua... $an-a$ cuplare:

$$T_e = T_u + \Delta\theta(1 + q + q^2 + q^3 + \ldots\ q^n + \ldots) \qquad (4)$$

pentru $q < 1$,

Echilibrul termic se stabilește la intersecția dreptelor ce reprezintă locul geometric al stărilor după încălzire cu bisectoarea sistemului de coordonate $T_a - \Delta T_a$ (fig. 2).

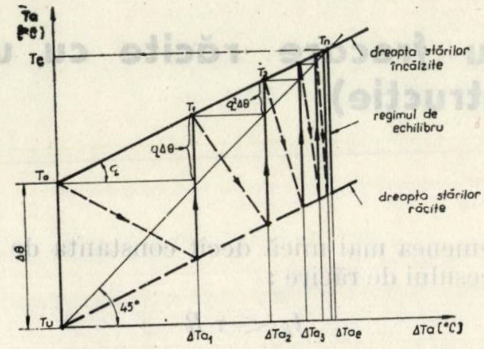

T_a (°C)
T_e
T_n
T_2
T_1
T_0
T_u
$q^2\Delta\theta$
$q\Delta\theta$
q
$\Delta\theta$
45°
dreapta stărilor încălzite
regimul de echilibru
dreapta stărilor răcite
ΔTa_1
ΔTa_2
ΔTa_3
ΔTa_e
ΔTa (°C)

Fig. 2. Stabilirea temperaturii de echilibru
T_e – temperatura de echilibru a ambreiajului; ΔT_a – creşterea temperaturii ambreiajului; T_u – temperatura uleiului de răcire.

Folosind notaţiile din figura 2, la echilibru se poate scrie:

$$T_u + \Delta\theta + \Delta T_{ae}\cdot q = T_u + \Delta T_{ae} \qquad (5)$$

de unde:

$$\Delta T_{ae} = \frac{\Delta\theta}{1-q} \qquad (6)$$

Temperatura de echilibru este influenţată în mare măsură de alura caracteristicii de răcire. În figura 3 s-a prezentat procesul de trecere la echilibru termic pentru $q=1/2$, la care $t_R = 0{,}693\ \tau_R$ şi $q = 4/5$, la care $t_R = 0{,}22\ \tau_R$.

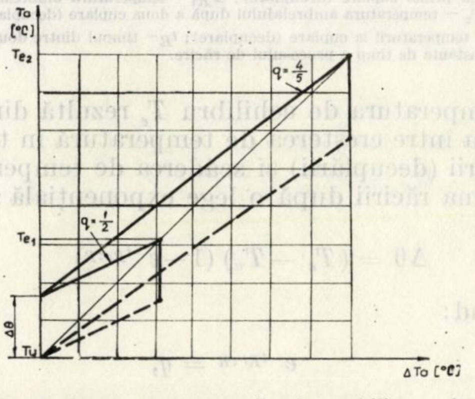

T_a [°C]
T_{e_2}
$q=\frac{4}{5}$
$q=\frac{1}{2}$
T_{e_1}
$\Delta\theta$
T_u
ΔT_a [°C]

Fig. 3. Dependenţa temperaturii de echilibru de alura caracteristicii de răcire

Se observă cum cu cît q este mai mic (timpul între două cuplări este mai mare) temperatura atinsă la echilibru termic este mai mică.

Dependenţa temperaturii de echilibru de durata de funcţionare într-un anumit regim este prezentată în figura 4.

Pentru definirea caracteristicii de răcire prin factorul q este necesar să cunoaştem constanta de răcire şi timpul de răcire. Constanta de răcire la cuplare sau decuplare se poate determina din ecuaţia de echilibru diferenţial ce descrie răcirea cuplajului prin convecţie. Timpul de răcire, care este egal cu timpul dintre două cuplări succesive, pentru cele mai severe regimuri este de 15 secunde.

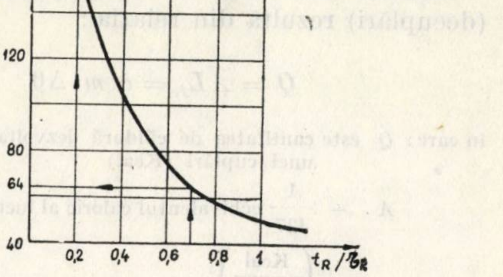


Fig. 4. – Dependenţa temperaturii de echilibru de timpul dintre două cuplări.

Concluzii

Prin modelul matematic propus se poate evalua regimul termic al ambreiajelor. În cazul unei temperaturi staţionare peste cele permise este necesar să se acţioneze fie prin reducerea frecvenţei cuplărilor, fie prin măsuri constructive care să favorizeze valori mai mici ale constantei de timp a procesului de răcire.

CZ ; 621.333 ; 629.113 – 83 ; 629.112.6

Considerații privind alegerea sistemului de comandă a convertorului de curent continuu în schemele de acționare a motorului electric de tracțiune pentru automobilul electric

Ing. Dan ȚEPOSU – I.C.P.A.T. – Brașov

Reglarea turației motorului de curent continuu de la sursa de curent continuu se face prin intermediul convertorului de curent continuu-impuls (variator de curent continuu) prin modificarea continuă a timpului relativ de conducție a tiristorului principal în cadrul unei perioade de comutație, cu efect asupra tensiunii aplicate la bornele motorului de curent continuu, presupunînd existența necesară a unei filtrări a pulsațiilor de tensiune și a unei diode de recuperare plasate pe circuitul de sarcină [1]. Din analiza funcționării convertorului de curent continuu — impuls în sistemul de reglare a turației motorului de curent continuu se iau în analiză cîțiva parametri definiți cu această ocazie, care caracterizează regimul de comutație și forma undei de tensiune ce se aplică sarcinii de reglat.

f, T este frecvența și perioada de repetare a impulsurilor de tensiune aplicate motorului electric,

t_1 — timpul de conducție a tiristorului principal,

t_2 — timpul de blocare a tiristorului principal,

$\gamma = \frac{t_1}{T}$ — timpul relativ de conducție a tiristorului principal,

$\delta = \frac{T}{\tau_s}$ — perioada raportată de repetare a impulsurilor de tensiune.

(τ_s = constanta de timp electromagnetică a sarcinii de reglat);

$\sigma = \frac{t_2}{\tau_s}$ — timpul raportat de blocare a tiristorului principal,

$\mu = \frac{t_1}{\tau_s}$ — timpul raportat de conducție a tiristorului principal

ΔI → pulsația curentului de sarcină în jurul unei valori medii continue,

$I_{s\infty} = \frac{U}{R_s}$ — curentul de subcircuit al motorului de acționare,

(R_s rezistența internă a motorului),

$x = \frac{I}{I_{s\infty}}$ — pulsația de curent raportată.

Din aceeași analiză s-a evidențiat de asemenea că reglarea timpului relativ de conducție a tiristorului principal (γ) se poate realiza în următoarele sisteme de comandă :

— sistem de comandă cu frecvența de comutare constantă (δ = ct.),

— sistem de comandă cu timp de blocare a tiristorului principal constant (σ = ct),

— sistem de comandă cu timp de conducție a tiristorului principal constant (μ = ct),

— sistem de comandă cu pulsația curentului de sarcină constant (x = ct).

Pentru stabilirea variației optime de comandă-reglare a turației motorului de tracțiune, în cele ce urmează se vor analiza sistemele mai sus enunțate. În efectuarea acestui studiu se pot lua ca bază de lucru ecuațiile convertorului ideal sau ecuațiile convertorului real. Avînd în vedere domeniul frecvențelor de lucru a convertorului de curent continuu în cazul abordat (maximum 800 Hz) și scopul acestei analize, se pot utiliza cu multă precizie ecuațiile convertorului de curent continuu ideal analizat în [1 și 2] și prezentat în figura 1.

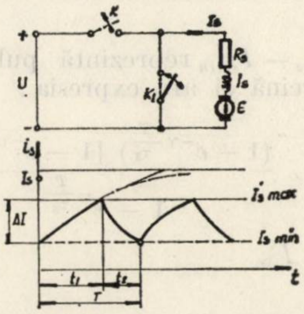


Fig 1. Caracteristicile $x = f(\gamma)$ pentru $\delta = \frac{T}{\tau_s}$ constant.

Se folosesc aceste ecuații din două motive :

— pentru studiul analitic folosirea ecuațiilor convertorului real este deosebit de laborioasă din cauza existenței funcțiilor transcendente ;

— precizia adusă de folosirea ecuațiilor convertorului real nu prezintă importanță în acest studiu.

În analiza comparativă a celor patru sisteme amintite este necesar să se aibă în vedere următoarele aspecte :

— funcționarea sistemului de acționare în regim de curent neîntrerupt sau în regim de curent intermitent ;

— domeniul de reglare ;

— amplitudinea pulsațiilor curentului de sarcină ;

— randamentul instalației ;

— complexitatea și prețul de cost al instalației ;

fiind necesar a se urmări următoarele:

- să se evite funcţionarea electromotorului în regim de curent întrerupt;
- domeniul de reglare să fie cît mai mare posibil;
- pulsaţiile curentului şi turaţiei să nu depăşească anumite limite admisibile;
- randamentul instalaţiei să fie maxim;
- realizarea unei instalaţii de o complexitate cît mai redusă şi la un preţ de cost cît mai mic, avînd în vedere destinaţia acestui tip de acţionare.

Această lucrare îşi propune analiza acestor sisteme de reglare avînd în vedere doar regimul pulsaţiilor de curent şi repercusiunile asupra domeniului de reglare.

Studiul pulsaţiilor de curent

Sistemul de comandă cu frecvenţa de comutaţie constantă ($\delta = ct.$).

Dezvoltînd ecuaţiile convertorului ideal din figura 1 se obţin expresiile curenţilor I_{smin} şi I_{smax}

$$\begin{cases} I_{smin} = \dfrac{\dfrac{U-E}{R_s}\left(1-e^{-\frac{t_2}{\tau_s}}\right)e^{-\frac{t_2}{\tau_s}} - \dfrac{E}{R_s}\left(1-e^{-\frac{t_2}{\tau_s}}\right)}{1-e^{-\frac{t_1+t_2}{\tau_s}}} \\[2ex] I_{smax} = \dfrac{\dfrac{U-E}{R_s}\left(1-e^{-\frac{t_1}{\tau_s}}\right) - \dfrac{E}{R_s}\left(1-e^{-\frac{t_2}{\tau_s}}\right)e^{-\frac{t_1}{\tau_s}}}{1-e^{-\frac{t_1+t_2}{\tau_s}}} \end{cases}$$

Diferenţa.

$\Delta I = I_{smax} - I_{smin}$ reprezintă pulsaţia curentului de sarcină şi are expresia:

$$\Delta I = I_{s\infty}\,\frac{\left(1-e^{-\gamma\frac{T}{\tau_s}}\right)\left[1-e^{-(1-\gamma)\frac{T}{\tau_s}}\right]}{1-e^{-\frac{T}{\tau_s}}}$$

$$\Delta I = \times\, I_{s\infty}$$

unde:

$$x = \frac{\left(1-e^{-\gamma\frac{T}{\tau_s}}\right)\left[1-e^{-(1-\gamma)\frac{T}{\tau_s}}\right]}{1-e^{-\frac{T}{\tau_s}}} \qquad (1)$$

Introducînd:

$\delta = \dfrac{T}{\tau_s}$ relaţia (1) devine:

$$x = \frac{(1-e^{-\gamma\delta})\left[1-e^{-(1-\gamma)\delta}\right]}{1-e^{-\delta}} \qquad (2)$$

Condiţia funcţionării în regim permanent este $\delta < 0{,}3$. Dezvoltînd relaţia (2) în serie şi ţinînd cont de valoarea lui δ, se obţine următoarea relaţie de foarte mare importanţă pentru discuţiile ce vor urma: [3]

$$x \cong \gamma(1-\gamma)\,\delta \qquad (3)$$

Aceasta face legătura între trei mărimi de bază în toate ecuaţiile de reglare în cauză:

x — amplitudinea raportată a pulsaţiilor de curent în circuitul de sarcină $\left[x = \dfrac{\Delta I}{I_{s00}}\right]$

γ — timpul relativ de conducţie a tiristorului principal $\left[\gamma = \dfrac{t_1}{T}\right]$

$\delta \equiv \dfrac{T}{\tau_s}$ — perioada raportată de repetare a impulsurilor de tensiune $\left(\text{importantă din punct de vedere al alegerii frecvenţei de comutare } f = \dfrac{1}{T}\right)$.

În cazul de faţă, adică într-un sistem cu frecvenţa de comutare constantă, la un τ_s dat (motor dat) rezultă $\delta = ct.$

Maximul amplitudinilor relative ale pulsaţiilor de curent este determinat de condiţia:

$$\frac{\partial x}{\partial \gamma} = 0$$

$$(1-\gamma)\,\delta - \delta\gamma = 0 \rightarrow \gamma = 0{,}5$$

Rezultă:

$$(x)\gamma = 0{,}5 = x_{max} = \frac{1-e^{-0{,}5\,\delta}}{1+e^{0{,}05\,\delta}} \qquad (4)$$

Forma caracteristicilor $x = f(\gamma)$ cu parametru constant este edificatoare din punctul de vedere al evoluţiei amplitudinilor relative ale pulsaţiilor de curent în circuitul de sarcină funcţie de timpul relativ de conducţie al tiristorului principal, la diferite frecvenţe constante ($\delta = ct$) (fig. 2).

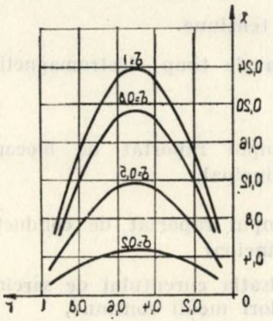


Fig. 2. Caracteristica $x\,max. = f(\delta)$

Importantă este şi caracteristica

$$x_{max}\,(\gamma = 0{,}5) = f\,(\delta)$$

Se mai pot trasa şi caracteristicile $f \cdot f\,(\gamma)$ pentru diferitele valori ale lui δ la un motor dat (τ_s precizat de exemplu $= 5$ m).

$$\delta = \frac{\mathrm{T}}{\tau_t} = \frac{1}{\mathrm{f}\tau_s}\quad \mathrm{f} = \frac{1}{\delta\,\tau_s} \qquad (5)$$

Sistemul de comandă cu timpul de blocare al tiristorului principal constant ($\tau = ct$).

În acest sistem : $f =$ variabilă

$$f_2 = \text{constant} \rightarrow \sigma = \frac{t_2}{\tau_s} =$$

$$\sigma = \text{constant}$$

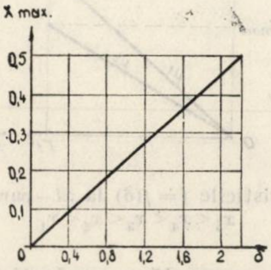


Fig. 3. Caracteristicile $f = f(\gamma)$ la $\tau_s = 5$ m/s.

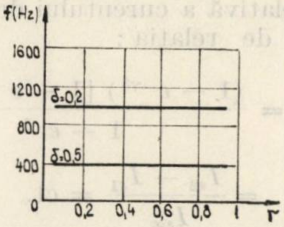


Fig. 4 Caracteristicile $x = f(\gamma)$ pentru σ — parametru constant.

$$T = \frac{t_2}{1-\gamma} \quad \delta = \frac{T}{\tau_s} = \frac{t_2}{\tau_s}\,\frac{1}{1-\gamma} = \frac{\sigma}{1-\gamma} \quad \delta = \frac{\sigma}{1-\gamma}$$

$$\gamma = \frac{T - t_2}{T} = 1 - f \quad t_2 = 1 - \frac{f}{f_{max}} \qquad (6)$$

unde : $f_{max} = \frac{1}{t_2}$ — frecvența maximă de comutare

Avantajul acestui sistem constă în faptul că la frecvența maximă γ este mic, deci pierderile în convertor sînt mici, iar la frecvența minimă γ este mare, situație în care de asemenea pierderile sînt mici. Se demonstrează că $\left(\frac{\delta x}{\partial \delta}\right)_{\delta \to \infty} = 0$, iar $\gamma \rightarrow 1$. De aici concluzia că pulsațiile de curent sînt maxime pentru $\gamma \rightarrow 1$.

Pentru alegerea frecvenței de comutație în sistemul cu $f =$ variabil și $t_2 =$ constant se utilizează familia de curbe.

$x = f(\gamma)$ la $\sigma = \frac{t_2}{\tau_s} =$ constant trasate în figura 5 conform relației

$$x = \frac{(1 - e^{-\sigma})\left(1 - e^{\frac{\gamma\sigma}{1-\gamma}}\right)}{1 - e^{-\frac{\sigma}{1-\gamma}}}$$

Forma caracteristicilor $f = f(\gamma)$ la $\sigma =$ parametru și $\tau_s = 3$ m.s se poate remarca în figura 6 și este dată de relația :

$$f = \frac{1}{\sigma \tau_s}(1 - \gamma)$$

rezultă din egalitatea $\delta = \frac{1}{f\tau_s} = \frac{\sigma}{1-\gamma}$

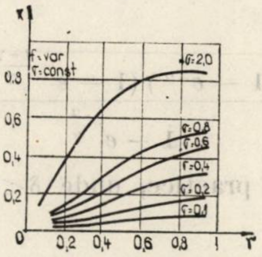


Fig. 5. Caracteristicile $f=f(\gamma)$ pentru $\tau_s = S$ m.s. și σ — parametru constant.

În această relație :

pentru $\tau_s = 3$ m.s și $\sigma = 0{,}1$

$$f = \frac{1-\gamma}{0{,}5}\,10^{-3} \left\langle \begin{array}{l} \gamma = 0 \rightarrow f = f\,max = 2000 \text{ Hz} \\ \gamma = 1 \rightarrow f = 0 \end{array}\right.$$

pentru $\tau_s = 5$ m.s. și $\sigma = 0{,}2$

$$f = \frac{1-\gamma}{1}\,10^{-3} \left\langle \begin{array}{l} \gamma = 0 \rightarrow f = f\,max = 1000 \text{ Hz} \\ \gamma = 1 \rightarrow f = 0 \end{array}\right.$$

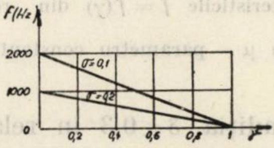


Fig. 6. Caracteristicile $x = f(\gamma)$ din relația $x = (1-\gamma)\mu$ (μ — parametru constant) μ *max.* $> \mu_1 < \mu_2 > \mu_3 > \mu_4 > \mu_5$

Cunoscînd coeficientul maxim de pulsație (la timp relativ de conducție maxim $\gamma = \gamma_{max}$) și cunoscînd constanta τ_s, după aceste curbe se poate determina cu ușurință valoarea necesară și durata timpului de blocare t_2.

Sistemul de comandă cu timpul de conducție al tiristorului principal constant ($\mu = ct$).

În acest sistem : $f =$ variabilă

$$f_1 = \text{constant}\ \mu = \frac{t_1}{\tau_s} = \text{constant.}$$

Din relația $\gamma = \frac{t_1}{t_1 + t_2} = \frac{t_1}{T}$

rezultă $\gamma = t_1 f \qquad (7)$

În relaţia $\delta = \frac{T}{\tau_s} = \frac{t_1}{\gamma \tau_s}$ înlocuind $\mu = \frac{t_1}{\tau 1}$

rezultă : $\delta = \frac{\mu}{\gamma}$ (8)

Substituind (8) în expresia pulsaţiei :

$$x = \frac{(1 - e^{-\gamma\delta})\,[1 - e^{-(1-\gamma)\delta}]}{1 - e^{-\sigma}}$$

rezultă :

$$x = \frac{(1 - e^{-\mu})\,(1 - e^{-\frac{1-\gamma}{\gamma}\mu})}{1 - e^{-\frac{\mu}{\gamma}}} \qquad (9)$$

În cazurile practice, unde $\delta < 0{,}3$ relaţia se simplifică :

$$\hat{x} \cong \gamma\,(1 - \gamma)\,\delta = (1 - \gamma)\mu \qquad (10)$$

Forma caracteristicilor $x = f(\gamma)$ pentru diferite valori constante ale parametrilor μ, demonstrează liniaritatea variaţiei lui x (fig. 7).

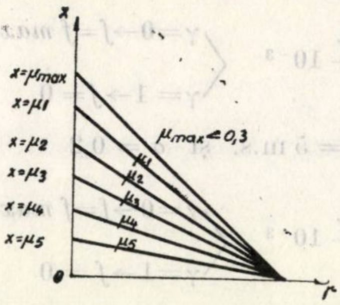


Fig. 7. Caracteristicile $f = f(\gamma)$ din relaţia $f = \frac{1}{\mu\,\tau_s}$ la μ – parametru constant.

Punînd condiţia $\delta < 0{,}3$ în relaţia $\delta = \frac{\mu}{\gamma}$, rezultă că $\mu < 0{,}3\,\gamma$, deci că μ nu poate depăşi valoarea 0,3.

Pentru cazul limită : $\gamma \to 0$, rezultă $t_2 \to \infty$

$f \to 0$

$x_{max} = \mu$

pentru $\gamma \to 1$ rezultă $x \to 0$

$t_2 \to 0$

$$f_{max} = \frac{1}{T} = \frac{1}{t_1} = \frac{1}{\mu\tau_s}$$

Se remarcă că la $\gamma \to 0$ sistemul lucrează la frecvenţe foarte mici, iar la $\gamma \to 1$ sistemul lucrează la frecvenţa maximă.

Studiind relaţia (7) şi explicînd pe f, rezultă :

$$f = \frac{1}{t_1}\gamma = f_{max} \text{ şi prin urmare : } f = \frac{1}{\mu\tau_s} \quad (11).$$

Pe baza relaţiei (11) la un μ parametru şi τ_s dat, se pot trasa caracteristicile $f = f(\gamma)$. (fig. 8).

Deoarece în cazurile practice domeniul de variaţie al lui γ este limitat între $\gamma_{min} > 0$ şi $\gamma_{max} < 1$, rezultă şi o delimitare exactă a domeniului de frecvenţe (f_{min} şi f_{max}).

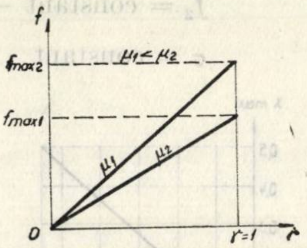


Fig. 8. Caracteristicile $f = f(\delta)$ la xi – parametru constant. $x_5 < x_4 < x_3 < x_2 < x_1$

Sistemul de comandă cu pulsaţia curentului de sarcină constantă ($x = ct$).

Pulsaţia relativă a curentului de sarcină este determinată de relaţia :

$$x = \frac{I}{I_{s\infty}} = \frac{(1 - e^{-\gamma\delta})\,[1 - e^{-(1-\gamma)\delta}]}{1 - e^{-\delta}} =$$

$$= \frac{I_{s2} - I_{s1}}{I_{s\infty}} = \text{ct.} \qquad (12)$$

unde $\Delta I = I_{s2} - I_{s1}$ (I_{s1} şi I_{s2}) valorile limită ale domeniului de pulsaţie.

În condiţia $\delta < 0$ este valabilă relaţia

$$x = \gamma\,(1 - \gamma)\,\delta = \frac{\Delta I\,R_s}{V} = \text{ct.} \qquad (13)$$

Deoarece condiţia $\delta < 0{,}3$ este o condiţie determinată şi verificată practic, ea constituie o condiţie limită. Pe baza acestei valori limită se poate determina în cazul acestui sistem de comandă o limită minimă a frecvenţei

$$f_{min} = \frac{1}{0{,}3\,\tau_s} \qquad (14)$$

De asemenea, explicînd frecvenţa f din relaţia (13) se obţine :

$$f = \frac{(1 - \gamma)}{x\tau_s} \qquad (15)$$

În relaţia (15) se poate determina expresia frecvenţei maxime :

$$\frac{\partial f}{\partial \sigma} = 0 \qquad \frac{1}{x\,\tau_s}(1 - 2\gamma) = 0 \to \gamma = \frac{1}{2}$$

$$f_{\gamma \cdot 0{,}5} = f_{max} = \frac{1}{4x\tau_s} = \frac{V}{4\Delta I\,L_s} \qquad (16)$$

Relaţia (16) demonstrează că în cadrul sistemului de comandă cu pulsaţia curentului de sarcină constantă frecvenţa maximă depinde numai de pulsaţia impusă a curentului de sarcină ΔI, tensiunea de alimentare V şi inductivitatea motorului electric L_s, şi nu este determinată de valoarea curentului prin motor.

Pe baza relaţiilor prezentate sînt trasate caracteristicile :

$f = f(\gamma)$ la $x =$ ct. → fig. 9

$f_{max} = f(x)$ la τ_s = parametru constant → fig. 10

$x = f(\gamma)$ la f_{max} → parametru constant → fig. 11

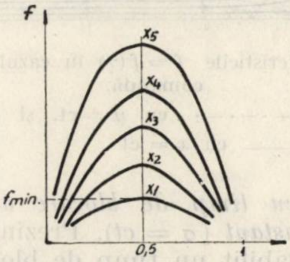


Fig. 9. Caracteristicile $f\,max = f(x)$ la τ_s — parametru constant $\tau_{s1} < \tau_{s2}$

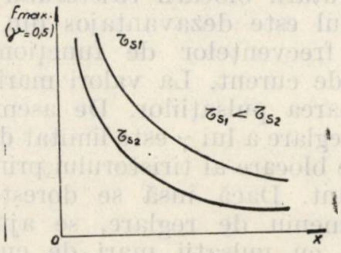


Fig. 10. Caracteristicile $x = f(\gamma)$ pentru τ_s — parametru constant şi $f\,max$ — parametru constant.

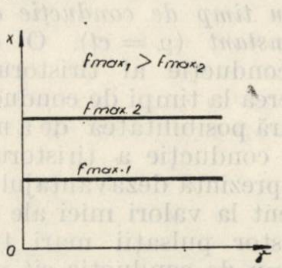


Fig. 11. Caracteristicile : $\mu = f(\sigma)$ din relaţia $\mu = \delta - \delta$ cu δ — parametru constant.

$\mu = f(\sigma)$ din relaţia $\mu = \frac{\gamma}{1-\gamma}\sigma$ cu γ — parametru constant.

$\mu = f(\sigma)$ din relaţia $\mu = \frac{x\sigma}{\sigma - x}$ cu x — parametru constant.

Din cîte se observă studiind caracteristicile din figura 9 la un interval ales al pulsaţiilor relative de curent ($x =$ ct), frecvenţa are o variaţie simetrică funcţie de γ, axa de simetrie a caracteristicii şi totodată punctul unde frecvenţa atinge valoarea maximă este $\gamma = \frac{1}{2}$.

De asemenea, se remarcă faptul că valoarea maximă a acestei frecvenţe este cu atît mai mare cu cît domeniul pulsaţiilor ΔI este mai mic. Acelaşi lucru este evidenţiat şi la caracteristicile $f_{max}(\gamma = 0{,}5)\ f(x)$ pentru un τ_s parametru dat (fig. 11).

Tot în această figură se remarcă şi faptul că la $\gamma = 0{,}5$ şi x dat valoarea frecvenţei maxime depinde de constanta electromagnetică de timp a maşinii τ_s. Cu cît τ_s este mai mic cu atît frecvenţa maximă este mai mare. Este important de reţinut faptul că alegerea valorii lui x (respectiv ΔI) nu se face funcţie de γ (deoarece nici nu depinde de acesta, ci de frecvenţa maximă admisă sau necesară (fig. 11).

Concluzii privind alegerea sistemului blocului de comandă

Pentru sintetizarea studiului făcut pînă la acest nivel este indicată trasarea pe acelaşi plan de coordonate a caracteristicilor specifice fiecărui sistem de comandă, pentru stabilirea unor criterii în alegerea sistemului optim de comandă care să satisfacă condiţiile impuse în introducerea acestui studiu.

Pentru realizarea acestei corelaţii grafice s-a ales planul de coordonate μ ; σ.

Trecem recapitulativ în evidenţă cîteva elemente şi relaţii de bază :

În relaţia de bază :

$$x = \gamma(1-\gamma)\,\delta$$

$x = \frac{\Delta I}{I_{s\infty}}$ reprezintă pulsaţia de curent relativă (raportată).

$\gamma = \frac{t_1}{T}$ timpul relativ de conducţie al tiristorului principal (factor de umplere).

$\delta = \frac{T}{\tau_s}$ perioada de comutaţie relativă (raportată).

$\delta = \frac{\mu}{\gamma}$ în care $\mu = \frac{t_1}{\tau_s}$ este timpul de conducţie raportat.

$\delta = \frac{\sigma}{1-\gamma}$ în care $\sigma = \frac{t_2}{\tau_s}$ este timpul de blocare raportat.

Exprimăm $t_1 = f(t_2)$ cu δ—parametru constant
cu γ—parametru constant
cu x—parametru constant

$$t_1 + t_2 = T \text{ şi } \delta = \frac{T}{\tau_s} \rightarrow t_1 + t_2 = \delta \tau_s$$

Deci : $t_1 = \tau_s \delta - t_2$ cu δ — parametru constant (17)

De asemenea :

$$\gamma = \frac{t_1}{t_1 + t_2} \rightarrow t_1 = \frac{\gamma}{1 - \gamma} t_2 \text{ cu } \gamma \text{ — parametru constant} \quad (18)$$

Înlocuind în relaţia $x = \gamma (1 - \gamma) \delta$ valorile : $\gamma = \frac{t_1}{t_1 + t_2}$ şi $\delta = \frac{t_1 + t_2}{\tau_s}$ rezultă relaţia :

$$x = \frac{t_1 \, t_2}{t_1 + t_2} \frac{1}{\tau_s}$$

de unde printr-o serie de operaţii se obţine relaţia :

$$t_1 = \frac{\tau_s x}{t_2 - \tau_s x} t_2 \text{ cu } x \text{ — parametru constant} \quad (19)$$

Dacă se reprezintă aceste funcţii în valori relative (raportate) se obţin relaţiile :

$\mu = \delta - \sigma$ care reprezintă funcţia $\mu = f(\sigma)$ cu parametru constant. (20)

$\mu = \frac{\gamma}{1 - \gamma} \sigma$ care reprezintă funcţia $\mu = f(\sigma)$ cu parametru constant. (21)

$\mu = \frac{x \sigma}{\sigma - x}$ care reprezintă funcţia $\mu = f(\sigma)$ cu x parametru constant. (22)

În figura 12 familiile de caracteristici trasate conform relaţiilor (20), (21) şi (22) realizează o imagine deosebit de sugestivă a funcţionării ansamblului bloc de comandă-convertor de curent continuu — motor electric, în toate sistemele posibile de funcţionare. La acest nivel este posibilă o analiză comparativă cu privire la alegerea sistemului optim de comandă, ţinînd în permanenţă seama şi de concluziile ce reies din capitolele tratate.

Sistemul cu frecvenţa de comutare constantă ($\delta = ct$). Prezintă avantajul menţinerii frecvenţei de comutaţie constante din punct de vedere al complexităţii schemei). Dacă ne situăm pe una din caracteristicile $\delta = ct$, se observă dezavantajul evident al pulsaţiilor variabile funcţie de γ. Aceste pulsaţii ating amplitudinea maximă la $\gamma = 0,5$, ceea ce la o frecvenţă dată nu este indicat.

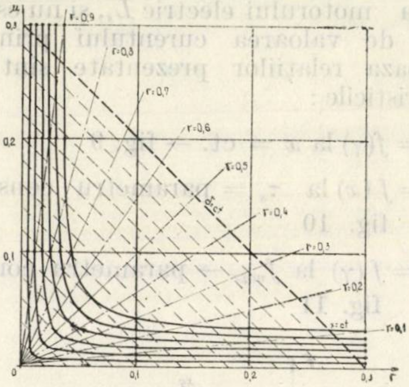


Fig. 12. Caracteristicile $f = f(\gamma)$ în cazul sistemelor de comandă.

— · — · — · — · cu $\mu = ct.$ şi $\sigma = ct.$

———— cu $x = ct$

Sistemul cu timp de blocare al tiristorului principal constant ($\sigma = ct$). Prezintă avantajul că o dată stabilit un timp de blocare al tiristorului principal nu există pericolul trecerii la timpi de blocare mai mici, deci se evită eventualitatea ratării blocării tiristorului principal, însă sistemul este dezavantajos din punct de vedere al frecvenţelor de funcţionare şi al pulsaţiilor de curent. La valori mari ale lui γ creşte valoarea pulsaţiilor. De asemenea, domeniul de reglare a lui γ este limitat de valoarea timpului de blocare al tiristorului principal care este constant. Dacă însă se doreşte mărirea acestui domeniu de reglare, se ajunge la o funcţionare cu pulsaţii mari de curent la o frecvenţă mică de funcţionare.

Sistemul cu timp de conducţie al tiristorului principal constant ($\mu = ct$). O dată stabilit timpul de conducţie al tiristorului principal se evită trecerea la timpi de conducţie mai mici, deci se înlătură posibilitatea de a nu fi realizată repunerea în conducţie a tiristorului principal, dar sistemul prezintă dezavantajul unor pulsaţii mari de curent la valori mici ale lui γ. Pentru evitarea acestor pulsaţii mari trebuie să se aleagă un timp de conducţie cît mai mic, ceea ce atrage creşterea frecvenţelor de funcţionare. Evitarea dezavantajelor enumerate determină micşorarea evidentă a domeniului de reglare.

Sistemul cu pulsaţiile curentului de sarcină constante ($x = ct.$) are în primul rînd marele avantaj că în orice punct de funcţionare s-ar afla, pulsaţiile curentului de sarcină sînt constante şi egale cu o valoare impusă de proiectant. În al doilea rînd, cu ajutorul acestui sistem se poate obţine în circuitul motorului electric exact valoarea curentului comandat (prescris) de manipulator şi deci va fi în mod cert limitat de valoarea maximă a curentului de comandă. Dacă se studiază caracteristica $\mu = f(\sigma)$ la $x =$ ct. din figura 12, se remarcă evident că la un x dat și de valoare mică (așa cum se impune în funcționarea în bune condiții a motorului), forma ei este apropiată de a unui unghi drept. Aceasta înseamnă că pe latura orizontală a acestui unghi sistemul funcționează asemănător cu sistemul de comandă că $\mu =$ ct., iar pe latura verticală a acestui unghi asemănător cu sistemul de comandă cu $\sigma =$ ct. În vîrful curb al acestui unghi, adică la $\gamma = 0{,}5$, frecvența de funcționare este maximă.

Dacă se studiază caracteristica $\frac{I_{med \cdot min}}{I_{s\infty}} = f(\gamma)$ la $x =$ ct., se observă că valoarea lui $I_{med \cdot min}$ este mare pe ramurile extreme ale caracteristicii, adică la valorile extreme ale domeniului de variație a lui γ. În figura 12 pe caracteristica $\mu = f(\sigma)$ la $x =$ ct., și anume pe ramura orizontală a ei, punctul de funcționare este limitat de valoarea minimă a curentului de sarcină admis prin motor și stabilită de dispozitivul de comandă al manipulatorului. Tot în acest fel este limitată și valoarea minimă a lui γ.

Dacă se urmăresc aceleași caracteristici din figura 12 se mai observă că apariția curenților mici la valori mari ale lui γ (este vorba de domeniul al doilea unde este posibilă apariția funcționării cu curenți întrerupți) are loc în situațiile cînd vehiculul circulă pe pante negative. În această situație valoarea maximă a lui γ este limitată prin curentul minim admis de dispozitivul de comandă al manipulatorului la un γ_{max}, cu ajutorul sistemului de urmărire a vitezei maxime care la viteza maximă admisibilă stabilită de proiectant întrerupe funcționarea întregului sistem de reglare. Important este faptul că în funcționarea acestui sistem nu se poate intra în zona de funcționare cu curenți întrerupți. Dacă se urmărește încadrarea caracteristicilor $f = f(\gamma)$ pentru toate sistemele studiate în caracteristica de limitare a convertizorului [1] se vede că sistemul cu pulsația curentului de sarcină constantă este cel optim și deci indicat pentru utilizarea într-o astfel de schemă. Frecvența maximă de funcționare a fost estimată în jurul valorii de 600—700 Hz, valoarea determinată de plaja de pulsații aleasă (ΔI) și de constanta de timp a sarcinii acționate (τ_s) corelate cu tensiunea de alimentare. Această frecvență este mai mică decît frecvența maximă a caracteristicii de limitare a convertorului [1]. De asemenea, întreaga curbă $f = f(\gamma)$ se situează sub caracteristica de limitare evidențiată.

Avînd în vedere asemănarea caracteristicii $f = f(\gamma)$ cu o caracteristică provenită din combinarea a două caracteristici:

$$f = f(\gamma) \text{ cu } \mu = \text{ct. pentru } \gamma = 0\ldots\ldots 0{,}5 \text{ și}$$

$$f = f(\gamma) \text{ cu } \sigma = \text{ct. pentru } \gamma = 0{,}5\ldots\ldots 1 \quad (23)$$

este posibilă realizarea unei caracteristici combinate (relațiile 23), care să se suprapună în mod satisfăcător peste caracteristica optimă $f = f(\gamma)$ cu $x =$ ct.

În figura 13 este ilustrată această suprapunere.

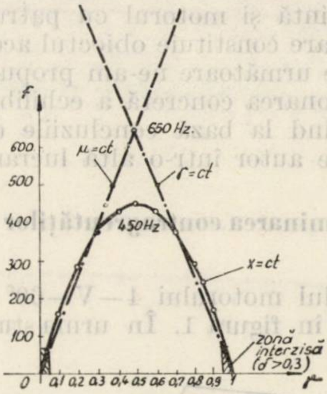


Fig. 13

Triunghiul format prin combinarea celor două caracteristici se dimensionează astfel încît parametrii reglării în acest caz să fie cît mai apropiați de cei obținuți cu sistemul $x =$ ct.

Avantajele sistemului de comandă cu pulsațiile curentului de sarcină constante ($x =$ ct) și avantajele deosebit de importante din punctul de vedere al complexității și al prețului de cost ale sistemului combinat sînt în măsură să decidă în favoarea realizării sistemului combinat cu $\begin{cases} \mu = \text{ct. pentru } \gamma = 0\ldots\ldots 0{,}5 \\ \sigma = \text{ct. pentru } \gamma = 0{,}5\ldots\ldots 1 \end{cases}$

NOTĂ:

Realizarea și încercarea sistemelor de comandă studiate în această lucrare au demonstrat practic concluziile stabilite.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Nemeznic, Gh., Țeposu, D., Novac, A., Macarie, N.*: Acționarea electrică a automobilului. Studiu I.C.P.A.T. nr. 30 080.

[2] *Mallac, I.*: Comutația forțată cu condensator la convertoarele de curent continuu-implus cu tiristoare. — Studiu al Institutului politehnic — Timișoara

[3] *Glazenko, T. A.*: Amplificatoare cu impulsuri cu semiconductoare. Editura tehnică, București 1967.

◆

CZ: 621.43-755

Particularitățile echilibrării motorului cu patru cilindri în V

Conf. dr. ing. Dan ABĂITANCEI - Universitatea - Brașov

1. Introducere

Realizarea echilibrării unui motor este deosebit de importantă pentru funcționarea normală a acestuia cît și pentru funcționarea corectă a agregatelor antrenate. Deși problemele de echilibrare sînt cunoscute în general [1–5], în unele cazuri particulare apar probleme noi care trebuie rezolvate. Un astfel de caz particular îl prezintă și motorul cu patru cilindri în V la 60°, care constituie obiectul acestei lucrări. În paginile următoare ne-am propus să prezentăm soluționarea concretă a echilibrării acestui motor, avînd la bază concluziile de principiu stabilite de autor într-o altă lucrare [2].

2. Determinarea contragreutăților pentru echilibrare

Ansamblul motorului 4–V–60° se prezintă schematic în figura 1. În urma studiului echilibrării acestui motor [2] s-au desprins următoarele concluzii :

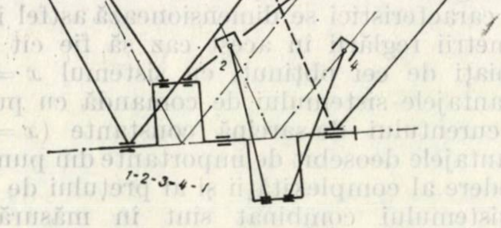


Fig. 1. Schema cinematică a motorului.

— ordinea de aprindere optimă : 1–2–3–4–1 ; deși intervalele de aprindere nu sînt uniforme se asigură totuși cel mai mic decalaj în comparație cu alte variante posibile :

— forțele de inerție ale maselor cu mișcare de rotație se echilibrează natural :

— momentul determinat de aceste forțe se poate echilibra cu contragreutăți ;

— se echilibrează natural numai forțele de inerție ale maselor cu mișcare de translație de ordinul I, în timp ce armonicile superioare rămîn neechilibrate ;

— acțiunea momentului rezultant al forțelor de inerție de ordinul I poate fi numai ameliorată cu contragreutăți montate pe arborele cotit.

Așadar, în cazul motorului 4–V–60° este necesar să se echilibreze momentele forțelor de inerție.

Pentru ameliorarea momentului rezultant produs de forțele de inerție de ordinul I (elipsa cu linia întreruptă figura 2), se deosebesc două cazuri. În primul caz dacă se acceptă anularea componentei verticale simbol $K=1/2$, epura de variație a momentului are aspectul prezentat în figura 2 a (linia continuă). În al doilea caz, dacă se urmărește egalizarea amplitudinii momentului în cele două plane, simbol $K=1$ epura de variație a momentului are aspectul prezentat în figura 2 b (linia continuă).

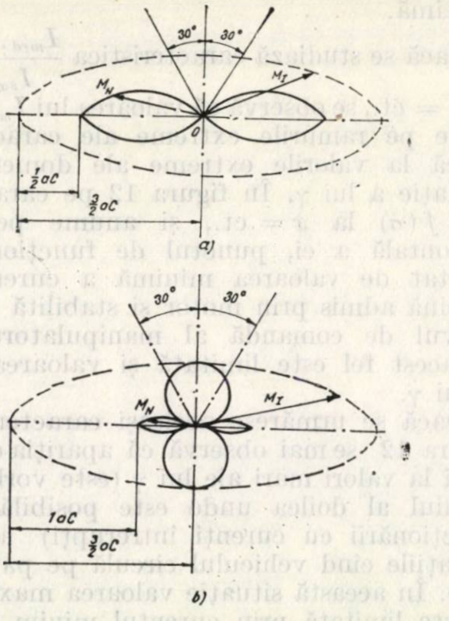


Fig. 2. — Epurele de variație ale momentului neechilibrat produs de forțele de inerție de ordinul I.

În studiul care urmează se acceptă al doilea caz. Dintre cele două posibilități de atașare a contragreutăților (fig. 3) se preferă echilibrarea cot cu cot deoarece rezultă valori mai mici pentru masele de echilibrare. Mărimea contragreutăților se va stabili din condiția repartizării egale în cele două plane a valorii amplitudinii momentului provocat de masele cu mișcare de translație, care rămîne neechilibrat.

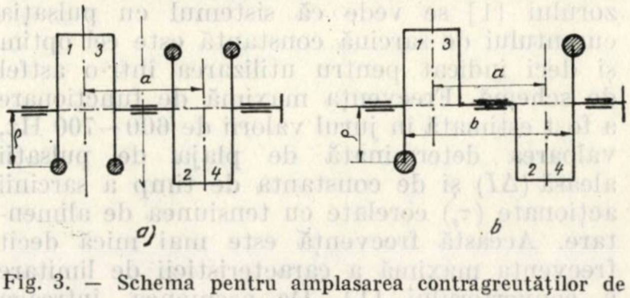


Fig. 3. — Schema pentru amplasarea contragreutăților de echilibrare.

2.1. Determinarea contragreutăţii necesare echilibrării momentului provocat de masele cu mişcare de rotaţie

Ansamblul unui cot separat din desenul arborelui cotit se prezintă în figura 4.

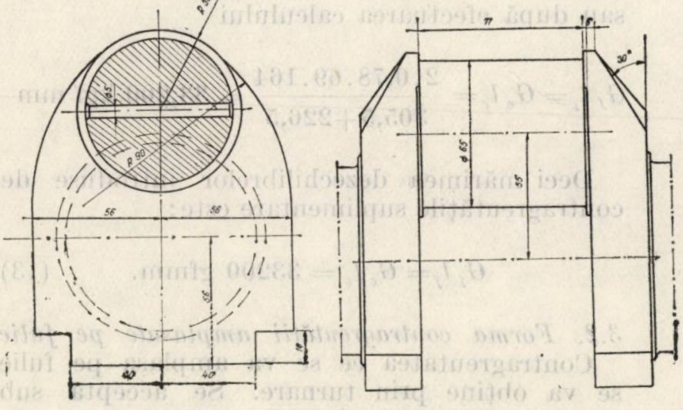


Fig. 4. — Forma constructivă a unui cot.

Greutatea unei contragreutăţi care se montează pe prelungirea braţului în condiţiile arătate mai sus se calculează cu relaţia :

$$G_R = \frac{1}{2}(G_c + 2G_2)\frac{r}{\rho} \qquad (1)$$

unde G_c este greutatea părţii neechilibrate a unui cot ;
G_2 — greutatea părţii din bielă cu mişcare de rotaţie ;
r — raza manivelei ;
ρ — raza centrului de greutate a contragreutăţii de echilibrare G_R.

Pe baza schemei de calcul din figura 5 a rezultat pentru greutatea G_c mărimea $G_c = 2{,}770$ kg ;

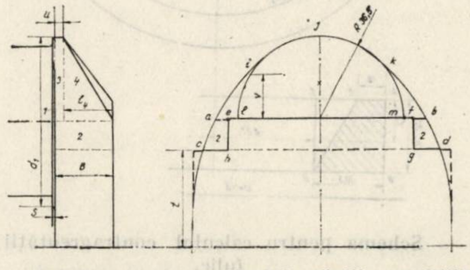


Fig. 5. — Schema pentru calcul părţii neechilibrate a unui braţ.

cunoscînd $G_2 = 1{,}2$ kg, $r = 55$ mm şi $\rho = 69$ mm, se obţine pentru G_R valoarea

$$G_R = \frac{1}{2}(2{,}77 + 2 \cdot 1{,}20)\frac{55}{59} = 2{,}06 \text{ kgf} \qquad (2)$$

2.2 Determinarea contragreutăţii necesare atenuării momentului provocat de forţele de inerţie de ordinul I

Pentru cazul cînd se urmăreşte atenuarea acţiunii componentei momentului din planul orizontal, astfel încît amplitudinile variaţiei momentului în cele două plane să fie egale, greutatea unei contragreutăţi ce se montează pe prelungirea braţului se calculează cu relaţia [2] :

$$G_T = \frac{1}{2} G_t \frac{r}{\rho} \qquad (3)$$

unde G_t este greutatea pieselor din mecanismul bielă-manivelă cu mişcare de translaţie. Cunoscînd că $G_t = G_p + G_1$, adică $G_p = 1{,}315$ kgf este greutatea pistonului şi $G_1 = 0{,}490$ kgf este greutatea părţii din bielă cu mişcare de translaţie, $G_t = 1{,}315 + 0{,}490 = 1{,}805$ kgf. Mărimile r şi ρ au aceleaşi valori care s-au introdus în formula 2.

Astfel, se calculează

$$G_T = \frac{1}{2} \cdot 1{,}085 \cdot \frac{55}{69} = 0{,}720 \text{ kgf} \qquad (4)$$

2.3. Determinarea mărimii unei contragreutăţi pentru echilibrare

Contragreutatea care se montează pe prelungirea unui braţ, necesară echilibrării arborelui în condiţiile prezentate, va fi :

$$G_E = G_R + G_T = 2{,}06 + 0{,}72 = 2{,}780 \text{ kgf} \qquad (5)$$

2.4. Forma constructivă a contragreutăţii

Avînd în vedere construcţia arborelui cotit, se adoptă pentru contragreutăţi o formă a cărei schemă este prezentată în figura 6, schemă pe baza căreia s-a determinat greutatea unei contragreutăţi ce se montează pe prelungirea braţului $G_M = 2{,}00$ kgf.

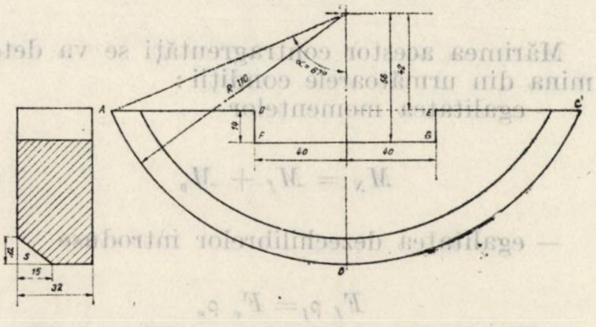


Fig. 6. — Forma constructivă a contragreutăţii.

Deci mărimea contragreutăţii ce se poate monta pe prelungirea unui braţ $G_M = 2{,}00$ kgf este mai mică decît contragreutatea necesară echilibrării $G_E = 2{,}780$ kgf.

3. Soluţionarea practică a echilibrării

3.1. Calculul dezechilibrelor introduse prin montarea contragreutăţilor suplimentare exterioare

Deoarece cotele de gabarit nu permit montarea pe prelungirea braţelor a contragreutăţilor necesare, se va face o echilibrare combinată.

Aceasta înseamnă o echilibrare parţială cu contragreutăţi montate pe braţele arborelui şi în completare cu contragreutăţi montate în exterior pe fulie şi volant.

În urma calculelor efectuate pînă aici s-au obţinut următoarele rezultate:

— prin construcţie, contragreutatea care se poate monta pe prelungirea braţului are greutatea

$$G_M = 2{,}000 \text{ kgf}, \tag{6}$$

— greutatea care nu se poate monta

$$G_N = G_E - G_M = 2{,}780 - 2{,}000 = 0{,}780 \text{ kgf} \tag{7}$$

Momentul care trebuie echilibrat de contragreutăţile G_N, adică momentul M_N, trebuie echilibrat de contragreutăţile aferente fuliei G_f şi volantului G_v. Se întocmeşte schema din figura 7.

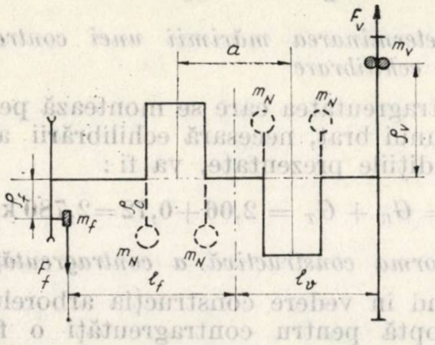


Fig. 7. — Schema pentru determinarea dezechilibrelor introduse de contragreutăţile suplimentare.

Mărimea acestor contragreutăţi se va determina din următoarele condiţii:

— egalitatea momentelor

$$M_N = M_f + M_v \tag{8}$$

— egalitatea dezechilibrelor introduse

$$F_f \, \rho_f = F_v \, \rho_v \tag{9}$$

În relaţiile (8) şi (9) s-au introdus următoarele simboluri:

M_f şi M_v — momentele provocate de acţiunea forţelor de inerţie F_f şi F_v;
F_f şi F_v — forţele de inerţie a contragreutăţilor montate pe fulie şi volant;
ρ_f şi ρ_v — distanţa centrului de greutate al acestor contragreutăţi la axa de rotaţie.

După înlocuiri cu notaţiile din figura 6, ecuaţiile (8) şi (9) devin

$$2G_N \rho_c \, \omega_a^2 = G_f \rho_f \, \omega^2 \, l_f + G_v \rho_v \, \omega^2 \, l_v \tag{10}$$

$$G_f \, l_f = G_v \, l_v \tag{11}$$

Din egalităţile (10) şi (11) se determină dezechilibrele admise pentru ecuaţia fuliei şi a volantului:

$$G_f \, l_f = G_v \, l_v = \frac{2 G_N \rho_c \, a}{l_f + f_v} \tag{12}$$

sau după efectuarea calculului

$$G_f \, l_f = G_v \, l_v = \frac{2.0{,}78.69.164}{305{,}5 + 226{,}5} = 33{,}200 \text{ kgf mm}$$

Deci mărimea dezechilibrelor introduse de contragreutăţile suplimentare este:

$$G_f \, l_f = G_v \, l_v = 33200 \text{ gfmm}. \tag{13}$$

3.2. Forma contragreutăţii amplasate pe fulie

Contragreutatea ce se va amplasa pe fulie se va obţine prin turnare. Se acceptă sub forma unui corp prismatic extins pe un arc de cerc de 120°. În figura 8 se prezintă forma şi

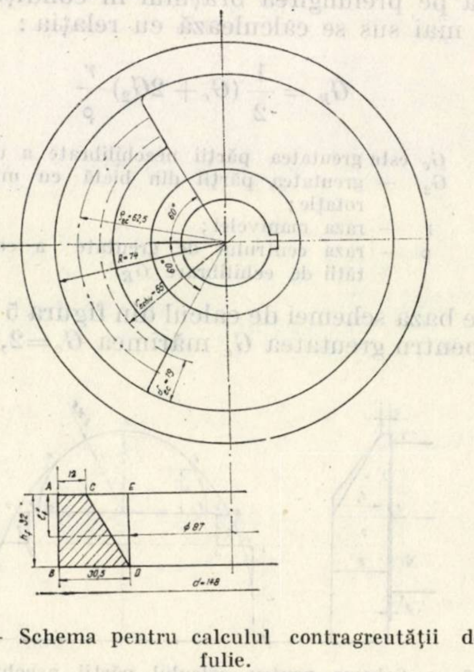


Fig. 8. — Schema pentru calculul contragreutăţii de pe fulie.

dimensiunile constructive cu care s-a obţinut mărimea dezechilibrului impus de condiţia 13.

3.3 Forma contragreutăţii montate pe volant

Efectul de contragreutate se va obţine prin practicarea pe coroana volantului a unor găuri pe partea opusă locului unde ar trebui să se afle contragreutatea (fig. 9). Respectînd condiţia exprimată prin ecuaţia (13), mărimea găurilor se determină din ecuaţia de echilibru:

$$2G_g \, \rho_g \, \omega^2 \cos \cdot \beta = G_v \, l_v \, \omega^2 \tag{14}$$

sau

$$G_g = \frac{1}{2\cos\cdot\beta}\,\frac{G_v\,l_v}{\rho_g} \qquad (15)$$

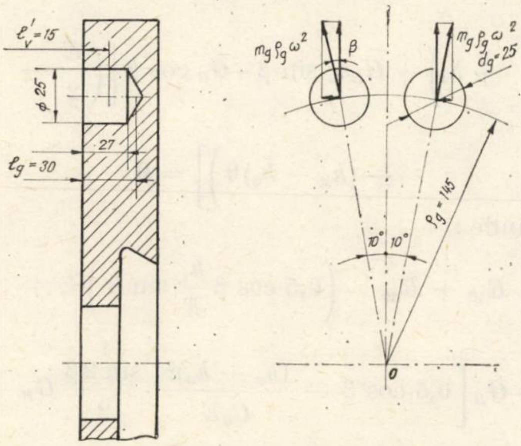


Fig. 9. — Schema pentru determinarea orificiilor de echilibrare din volant.

unde : ρ_g — raza unde se vor găsi centrele găurilor de diametru d_g şi adîncimea l_g : $= 145$ mm

β — unghiul faţă de verticală sub care se amplasează găurile :

$$\beta = 10°.$$

După efectuarea calculelor se obţine $d_g = 25$ mm şi $l_g = 30$ mm.

3.4. *Determinarea greutăţii adiţionale*

Greutatea adiţională este necesară pentru executarea echilibrării pe banc. După schema prezentată în figura 10, greutatea adiţională G_a se determină din egalitatea

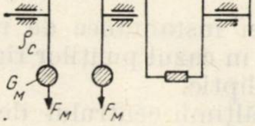


Fig. 10. — Schema pentru calculul greutăţii adiţionale.

$$2F_M = F_A \qquad (16)$$

sau transcris sub formă convenabilă

$$2G_M\,\rho_c\,\omega^2 = (G_c + G_a)\,r\omega^2 \qquad (17)$$

de unde :

$$G_a = \frac{2G_M\,\rho_c - G_g\,r}{r} \qquad (18)$$

Cu $G_M = 2{,}0$ kgf, $G_c = 2{,}700$ kgf, $\rho_c = 69$ mm şi $r = 55$ mm, rezultă $G_a = 2{,}25$ kgf.

4. Concluzii

În urma studiului efectuat precum şi a aplicaţiei numerice, s-a determinat o soluţie de arbore cotit care să asigure un echilibraj optim, precum şi mărimea contragreutăţilor, amplasarea lor, precum şi greutatea adiţională pentru echilibrarea la banc, ceea ce reprezintă rezolvarea completă a problemei abordate. Concluziile şi recomandările au fost aplicate la realizarea unui arbore cotit pentru motorul 4—V—60°, confirmînd şi experimental soluţia propusă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Abăitancei, D.* — Echilibrajul motoarelor pentru automobil şi tractoare. Calcul şi metode de realizare. În : Cursuri postuniversitare, Universitatea din Braşov, 1972.

[2] *Abăitancei, D.* Studiul echilibrării motorului cu patru cilindri în V. În : Construcţia de maşini, nr. 4, Bucureşti, 1975.

[3] *Bărănescu, G.* Cercetări privind echilibrajul motoarelor cu ardere internă. Teză de doctorat, Institutul politehnic ,,Gheorghe Gheorghiu Dej”, Bucureşti, 1968.

[4] *Biezeno, G. B* şi *Grammel, R.* Technische Dynamik, Springer — Verlag, Berlin — Heidelberg — New York, 1971.

[5] *Mărdărăescu, R. Hoffmann V. Abăităncei, D* : Motoare pentru automobile şi tractoare. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1968.

* * *

CZ ; 629.114—442.073

Comportarea autobasculantelor la stabilitate laterală

Dr. ing. N. **SEITZ** — Universitatea — Braşov

Ing. E. **BEŞLIU** ; tehn. L. **KAPITANY** — I.C.P.A.T. — Braşov

Condiţiile de exploatare a autobasculantelor diferă fundamental de cele ale autocamioanelor rutiere. În schimb, cu scopul de a reduce preţul de cost al autobasculantelor, acestea trebuie derivate din construcţii de autocamioane de serie, necesitate economică ce atrage după sine o serie de modificări constructive pentru adaptarea autoşasiului solicitat la o sarcină uniform distribuită la o solicitare caracterizată prin sarcini concentrate. Viabilitatea acestor modificări constructive se demonstrează mai ales prin stabilitatea transversală, iar în cazul autobasculantelor această problemă este cu mult mai acută decît în cazul autocamioanelor rutiere, din următoarele cauze:

- condiţiile de lucru din şantiere: un sol afînat şi deci sensibil la variaţia sarcinilor pe roată,
- în timpul descărcării (basculării) centrul de greutate al suprastructurii se deplasează atît pe verticală cît şi pe orizontală,
- deformaţiile arcurilor, a şasiului şi a elementelor de fixare ale benei măresc unghiul de înclinare transversal real.

Ca urmare, apar în exploatare deformaţii remanente în elementele de fixare ale benei şi răsturnări sub limita teoretică de stabilitate. Se impune deci realizarea unei metodici şi a unei instalaţii care să permită determinarea rapidă a condiţiilor de stabilitate pentru autobasculantă şi care să permită aprecierea rapidă a soluţiilor constructive adoptate.

1. Determinarea teoretică a limitei de stabilitate transversală

Pentru determinarea condiţiilor de stabilitate transversală se consideră următoarele ipoteze de simplificare (fig. 1):

- autobasculanta este aşezată pe o pantă transversală înclinată cu unghiul β;
- bena se înclină cu unghiul α_B, fără ca încărcătura să cadă sau să alunece în benă;
- pneurile sînt rigide atît lateral cît şi vertical;
- suspensia are o rigiditate unghiulară C_θ, iar suspensia punţii din spate are rigiditatea pe verticală C_2;
- suspensia se consideră rigidă în direcţia transversală;
- ţinînd cont de datele experimentale, se consideră că materialul nu curge în benă pînă la unghiuri de $\alpha_B = 45°$, cu oblon blocat;
- se consideră că bena se ridică uniform, astfel încît forţele de inerţie să fie neglijabile.

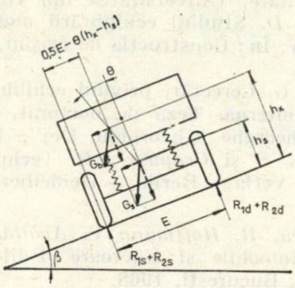


Fig. 1. — Modelul mecanic al autobasculantei pe planul înclinat.

Pe baza acestor ipoteze se consideră modelul mecanic.

În figura 1 notaţiile au următoarele semnificaţii:

E — ecartamentul mediu dintre roţile faţă şi spate;
h'_x — înălţimea centrului de masă al benei încărcate;
h_s — înălţimea centrului de masă al autoşasiului;
h_a — înălţimea poziţiei axei instantanee de rotaţie;
G_s — masa şasiului;
G_B — masa benei încărcate;
θ — unghiul de rotire al benei în raport cu axa instantanee de rotaţie;
β — unghiul pantei transversale;
R_{1d}, R_{1s}, R_{2s} — reacţiile roţilor din faţă, respectiv spate, stînga şi dreapta.

Făcînd echilibrul în jurul reazemului stîng rezultă:

$$(R_{1d} + R_{2d})E + G_s\left(-\frac{E}{2}\cos\beta + \sin\beta + {}\right.$$

$$\left. + h_s\right) + G_B h_x \sin\beta - G_B \cos\beta\left[\left(\frac{E}{2} - {}\right.\right.$$

$$\left.\left. - (h_x - h_a)\theta\right)\right] = 0 \tag{1}$$

de unde:

$$R_{1d} + R_{2d} = \left(0{,}5\cos\beta\,\frac{h_s}{E}\sin\beta\right)G_s + {}$$

$$+ G_B\left[0{,}5\cos\beta - \frac{(h_x - h_a)^2}{C_\theta E}\,\frac{\sin 2\beta}{2}\,G_B - {}\right.$$

$$\left. - \frac{h_x}{E}\sin\beta\right] \tag{2}$$

În relaţia de mai sus s-a înlocuit:

$$\theta = \frac{M_{tr}}{C_\theta} = \frac{G_B \sin\beta[(h_x - h_a)]}{C_\theta} \tag{3}$$

Rigiditatea transversală a arcurilor suspensiei C_θ se poate determina experimental, cunoscînd unghiul de înclinare θ la deplasarea pe un cerc cu o viteză V şi avînd înălţimea centrului de masă dată.

Ca urmare rezultă:

$$C_\theta = \frac{G_A}{g}\,\frac{V^2}{R}(h_g - h_a)\cdot\frac{1}{\theta} \tag{4}$$

Poziţia axei instantanee de rotaţie longitudinală se află în cazul punţilor rigide la mijlocul arcului semieliptic.

Variaţia înălţimii centrului de masă al benei se determină după figura 2.

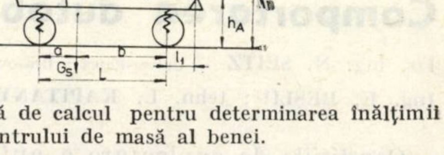


Fig. 2. — Schemă de calcul pentru determinarea înălţimii centrului de masă al benei.

$$h_x = h_A + 1_{CB}\sin\alpha_B + h_{CB}\cdot\cos\alpha_B - \frac{\Delta R_2}{C_2} \tag{5}$$

unde: R_2 este variaţia sarcinii pe puntea spate ca urmare a ridicării benei;
C_2 — rigiditatea arcurilor spate.

$$\Delta R_2 = -\left(G_s \frac{a}{L} + G_b \frac{L - 1_{CB} + l_1}{L}\right) +$$

$$+ G_s \frac{a}{L} + G_b \frac{L - X_2 + l_1}{L} = \frac{G_b}{L}(l_{CB} - X_2) \quad (6)$$

unde :

$$X_2 = l_{GB} \cos \alpha_B - h_{CB} \cdot \sin \alpha_B \quad (7)$$

În prima aproximaţie se poate considera arcul blocat sau o suspensie foarte rigidă ($C_\theta \to \infty$; $C_2 \to \infty$). Ca urmare relaţiile (2) şi (5) vor avea forma :

$$R_{1d} + R_{2d} = G_s\left(0{,}5 \cos \beta - \frac{h_s}{E} \sin \beta\right) +$$

$$+ G_B\left[0{,}5 \cos \beta - \frac{h_x}{E} \sin \beta\right]; \quad (9)$$

$$h_x = h_A + 1_{CB} \sin \alpha_B + h_{GB} \cos \alpha_B ;$$

Stabilitatea transversală este asigurată atît timp cît:

$$R_{1d} + R_{2d} \geqslant 0 \quad (10)$$

respectiv :

$$G_s\left(0{,}5 \cos B \frac{h_s}{E} \sin \beta\right) + G_b\left[0{,}5 \cos \beta - \right.$$

$$\left. - \frac{h_x}{E} \sin \beta\right] \geqslant 0 \quad (11)$$

Luînd ca exemplu de calcul următoarele date :

$G_s \cong 0{,}5\, G_B$ $h_A = 1$ m $E = 1{,}8$ m $1_{CB} = 2$ m

$H_{CB} = 0{,}3$ m

$h_s = 0{,}5$ m – rezultă :

$$t_g\beta \leqslant \frac{1{,}35}{1 + 2 \sin \alpha_B + 0{,}3 \cos \alpha_B + 0{,}25} \quad (12)$$

Natura dependenţei dintre unghiul pantei transversale şi unghiul de înclinare al benei pentru exemplul considerat rezultă din figura 3 (cu menţiunea că s-a neglijat influenţa suspensiei).

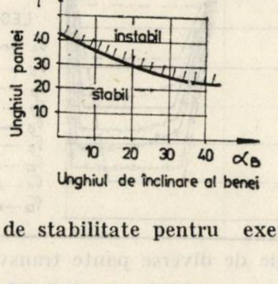


Fig. 3. – Zona de stabilitate pentru exemplul de calcul.

Din cele expuse rezultă că pentru caracterizarea stabilităţii transversale a autobasculantelor există următoarele posibilităţi :

– determinarea unghiului limită pentru care $R_{1d} + R_{2d} = 0$ (rel.10)
– determinarea variaţiei $R_{1d} + R_{2d} = f(\alpha_B ; \beta)$
– determinarea variaţiei $\beta = \theta(\alpha_B)$

Pentru scopurile practice are importanţă în special prima relaţie, întrucît permite realizarea unui banc de probă relativ simplu. Pentru calculele mai pretenţioase trebuie ţinut seama şi de influenţa suspensiei. Pentru acest caz este avantajos calculul dependenţei unghiului de basculare funcţie de unghiul pantei transversale pentru limita de stabilitate. În acest scop, rezultă din relaţiile (2) şi (5) sistemul de condiţii :

$$\left(0{,}5 \cos \cos \beta - \frac{h_s}{E} \sin \beta\right) G_s +$$

$$+ G_B\left[0{,}5 \cos \beta \frac{(h_x - h_a)^2}{C_\theta \cdot E} \cdot \frac{\sin 2\beta}{2} G_B - \right.$$

$$\left. - \frac{h_x}{E} \cdot \sin \beta\right] = 0$$

$$h_x = h_A + 1_{CB} \cdot \sin \alpha_B + h_{CB} \cdot \cos \alpha_B - \frac{\Delta R_2}{C_2} \quad (13)$$

În figura 4 se prezintă variaţia reacţiilor pe roţile care au tendinţa de ridicare în funcţie de unghiul pantei transversale şi de unghiul de basculare α_B pentru o autobasculantă avînd următoarele date :

$E = 2000$ mm ; $h_s = 790$ mm ; $h_a = 710$ mm ;

$G_B = 6160$ kg ; $G_s = 3140$ kg ;

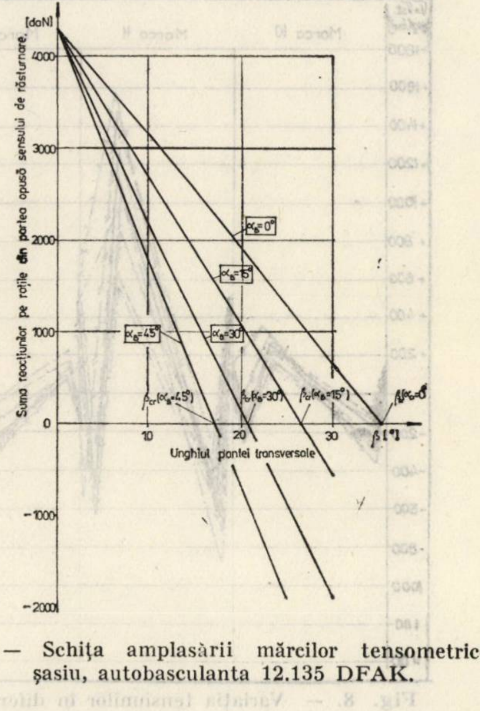


Fig. 4. – Schiţa amplasării mărcilor tensometrice pe şasiu, autobasculanta 12.135 DFAK.

VALORILE EFORTURILOR UNITARE IN ŞASIUL SI SUPRASTRUCTURA AUTOBASCULANTEI (vezi fig. 6)

Nr. marcă	Sarcina statică	Basculare cu bena goală			Basculare cu bena încărcată																		Inclinare fără basculare				Basculare reală înclinat dr. spate	
		pe orizontală	înclinată stg. 10°	înclinată dr. 10°	pe orizontală		înclinată la stg. cu 4°		înclinată la dr. cu 4°		înclinată la stg. cu 6°		înclinată la dr. cu 6°		înclinată în spate dr. 4°		înclinată în spate dr. 6°		înclinată în spate dr. 7°		înclinată în spate dr. 8°.		spate dr. 4°		spate dr. 6°			
	$\sigma_{st.}$	σ_1	σ_2	σ_3	σ_4	$\sigma_4+\sigma_{st.}$	σ_5	$\sigma_5+\sigma_{st.}$	σ_6	$\sigma_6+\sigma_{st}$	σ_7	$\sigma_7+\sigma_{st.}$	σ_8	$\sigma_8+\sigma_{st.}$	σ_9	$\sigma_9+\sigma_{st}$	σ_{10}	$\sigma_{10}+\sigma_{st.}$	σ_{11}	$\sigma_{11}+\sigma_{st.}$	σ_{12}	$\sigma_{12}+\sigma_{st}$	σ_{13}	$\sigma_{13}+\sigma_{st.}$	σ_{14}	$\sigma_{14}+\sigma_{st.}$	σ_{15}	$\sigma_{15}+\sigma_{st.}$
1.	+210	-179	-147	-174	-714	-504	-725	-515	-693	-483	-682	-472	-735	-525									+25	+235	+32	+242		
2.	-130	+116	+95	+126	+525	+495	+462	+332	+483	+353	+504	+374	+505	+375									-19	-149	-25	-155		
3.	-21	0	+11	0	+42	+21	-21	-42	+32	+11	+32	+11	+21	0									0	-21	0	-21		
4.	+88	-42	-42	-42	-126	-38	-95	-7	-137	-49	-105	-17	-158	-70									+15	+103	+23	+111		
5.	+42	+11	+32	-32	+21 -168	+63 -126	+74 -105	+116 -63	+32 -231	+74 -189	+95 -84	+137 -42	+52 -252	+94 -210									+34	+76	+48	+90		
6.	-42	0	0	+21	+53	+11	-32 +42	-74 0	-21 +89	-63 +47	-42 +21	-84 -21	-42 +105	-84 +63									+9	-33	-14	-56		
7.	+8	+32	+105	-53	+315 -236	+323 -228	+420 -157	+428 -149	+352 -399	+360 -391	+472 -95	+480 -87	+388 -473	+396 -465									+57	+65	+63	+71		
8.	+8	0	-42	0	+37 -68	+45 -60	-84 +21	-76 +29	-79 +58	-71 +66	-105	-97	-89 +68	-81 +76									-42	-34	-11	-3		
9.	-50	+26	+32	0	+68	+18	+105	+55	+74	+24	+84 -37	+34 -87	+89	+39									+6	-44	+13	-37		
10.	+168	-63	-126 +42	-74	-242 +63	-74 +231	-336	-168	-284 +53	-116 +221	-388 +42	-210 +210	-325 +63	-157 +241	-452	-284	-420 +84	-252 +252	-462 +147	-294 +315	-504 +168	-336 +336	+28	+196	-53	+115		
11.	+520	-168	-242	-179 +109	-945 +294	-425 +814	-1092 +126	-572 +646	-987 +672	-467 +1192	-1155 +53	-635 +573	-1040 +651	-520 +1171	-850 +756	-330 +1276	-1155 +546	-635 +1066	-1134 +966	-614 +1486	-1228 +1050	-708 +1570	+29	+549	0	+520	-1390 +515	-870 +1035
12.	-140	+32	+68	+42 -32	+231 -126	+91 -266	+315	+175	+220 -147	+80 -287	+346	+206	+220 -231	+80 -371	+231 -231	+91 -371	+247 -294	+107 -434	+252 -357	+112 -497	+262 -373	+122 -513	-13	-153	-11	-151	+256 -315	+116 -445
13.	+125	-42 +32	-95	-53 +74	-299 +105	-174 +230	-420	-295	-284 +331	-159 +456	-478	-353	-294 +479	-169 +604									-7	+118	-2	-123		
14.	-4	-42	-47	-26 0	-90	-94	-220	-224	-147	-151	-126 +32	-130 +28	-200	-204									+2	-2	+4	0		
15.	-30	0 -32	+32	-11 0	+84	+54	+121	+91	+74 -89	+44 -119	+137	+107	+58 -158	+28 -188									+4	-26	+15	-15		
16.	-86	-95	+42	-126	+131 -80	+45 -166	+262	+176	+63 -367	-23 -453	+315	+229	-567	-653	-525	-611	-693	-779	-714	-800	-777	-863	+14	-72	+32	-54		
17.	-30	-105	+42	-152	-53	-83	+199	+169	-552	-582	+320	+290	-777	-807	-714	-744	-914	-944	-1001	-1031	-1092	-1122	-21	-51	-23	-53	-1170	-1200
18.	+110	-42	-53	+42	-257 +110	-147 +220	-268 +115	-158 +225	-258 +137	-142 +247	-283 -126	-173 +236	-231 +168	-121 +278	-273 +147	-163 -257	-273 +147	-163 -257	-273 +168	-163 -278	-273 +157	-163 +247	-69	+41	-109	+3		

Fig. 7. — Tabelul cu valorile eforturilor unitare în şasiul şi suprastructura autobasculantei.

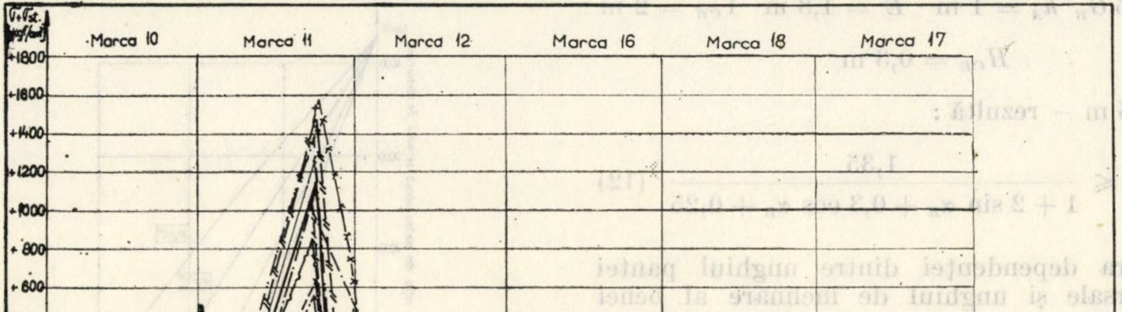


Fig. 8. — Variaţia tensiunilor în diferite puncte ale şasiului, în funcţie de diverse pante transversale.

$C_2 = 17 \cdot 500$ kgf/m ; $C_0 = 6\,800$ kgf/rad ;

$h_{CB} = 200$ mm ; $1_{CB} = 1\,455$ mm; $h_A = 1\,230$ mm

Cazul limită pentru stabilitate, respectiv panta transversală maximă, rezultă la intersecţia dreptelor cu abscisa. Condiţiile impuse de sistemul de relaţii (13) sînt prezentate în figura 5 cu şi fără luarea în considerare a influenţei suspensiei.

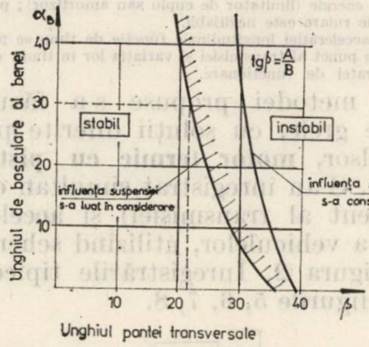


Fig. 5.—Variaţia reacţilor R_i în funcţie de panta transversală pentru exemplul de calcul.

2. Lucrări experimentale privind stabilitatea transversală a autobasculantelor

Pentru a vedea în ce măsură pot fi aplicate rezultatele de la pct. 1, într-o metodologie de încercare s-au iniţiat măsurări ale reacţiilor roţilor, care prezintă tendinţă de a se desprinde în funcţie de unghiul de basculare şi în funcţie de unghiul pantei transversale. Cu această ocazie s-a constatat că în suprastructura şi şasiul basculantelor apar deformaţii în şasiu şi sistemul de ghidare al benei, la unghiuri mai mici decît cele de la limita stabilităţii, astfel încît aceasta nu mai revine normal în poziţia iniţială. În urma extinderii acestor încercări s-au efectuat măsurători pentru determinarea tensiunilor în şasiu şi în suprastructură conform figurii 6.

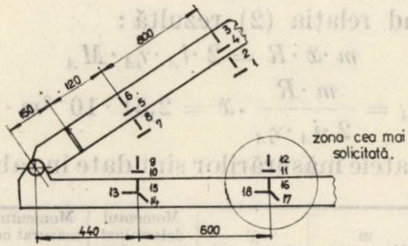


Fig. 6.—Variaţia unghiului critic al pantei transversale, în funcţie de unghiul de basculare pentru exemplul de calcul 6.135 RK.

Rezultatele măsurătorilor sînt prezentate în tabelul 1 respectiv în figura 7, din care rezultă că există situaţii în care se ajunge la unghiuri mici ale plantei transversale (4...8°), şi la creşteri importante ale tensiunilor în anumite puncte ale construcţiei. Aceste creşteri ale eforturilor unitare provoacă practic o reducere a limitei de stabilitate, iar în punctele de suprasolicitare avarii premature care imobilizează autobasculantele. În urma încercărilor efectuate au rezultat următoarele :

— pentru aprecierea calităţii construcţiei autobasculantei încercarea de stabilitate transversală are o importanţă deosebită ;

— limita de stabilitate transversală este puternic influenţată de tensiunile care apar în timpul basculării pe pante transversale ;

— tehnica de măsurare actuală limitează numărul punctelor de măsurare la o singură încercare, ca urmare fiind necesar un banc de probă care să permită repetarea încercărilor în condiţii identice, pentru diferite loturii de puncte ;

— întrucît în condiţiile actuale durata de efectuare a încercărilor necesită un timp de pregătire mare, bancul de probă trebuie să corespundă şi din punct de vedere al productivităţii muncii de încercare.

3. Concluzii

Pe baza rezultatelor obţinute pînă în prezent rezultă că un banc de probă (fig. 8) permite realizarea rapidă a pantelor transversale necesare. Prin măsurarea reacţiilor roţilor care au tendinţa de desprindere se poate construi caracteristica rezultată din relaţia (10) (figura 4) caracteristica din figura 5 (relaţia 13). Întrucît bancul de probă permite realizarea aceloraşi unghiuri, cu uşurinţă se poate determina prin tensometrare modul în care construcţia răspunde la realizarea parametrilor care se pot obţine (fig. 9).

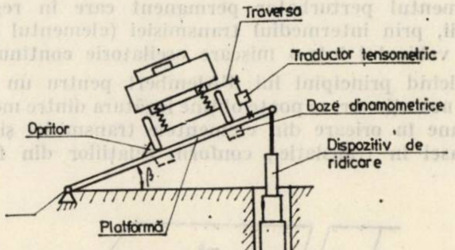


Fig. 9

Indicarea unei forţe de către traductorul tensometric în timpul înclinării benei la diferite unghiuri va determina în acest caz panta transversală maximă pe care se mai pot efectua basculări în condiţii de siguranţă. Prin echiparea bancului de probă cu doze dinamometrice, bancul poate fi utilizat şi la determinarea sarcinilor pe roţi şi la determinarea înălţimii centrului de masă.

◆

CZ: 629.114.4-235.07

Metodă pentru măsurarea eforturilor în transmisiile mașinilor terasiere în regim tranzitoriu

Dr. ing. Nicolae PETRESCU – I.C.P.A.T. – Brașov

Problema determinării eforturilor în transmisiile mașinilor terasiere (buldozere, încărcătoare frontale și basculante grele) s-a pus în momentul cînd pe unele modele au apărut ruperi de arbori după o durată foarte mică de funcționare (în jur de o jumătate de oră). Transmisiile acestor mașini au fost dimensionate și verificate pentru sarcini determinate după metode clasice, care din păcate sînt departe de a da satisfacție. În consecință, s-a pus problema scoaterii în evidență a acestor eforturi cu aparatura pe care o avem la dispoziție. Măsurarea eforturilor unitare de torsiune în arbori rotitori prin tensometrare directă sau prin montarea unui traductor de cuplu în lanțul cinematic sînt metode care s-au aplicat ori de cîte ori a fost posibil. Ele ridică probleme în ceea ce privește **spațiul de montaj** al traductoarelor sau colectoarelor, conducînd uneori chiar la imposibilitatea montării acestora în anumite transmisii. De asemenea, **timpul de pregătire** pentru încercări se ridică de obicei la circa șase zile, ca să nu mai vorbim de lipsa unor traductoare de o anumită mărime. Din aceste considerente s-a pus problema găsirii unei metode rapide de determinare calitativă și cantitativă a eforturilor din transmisie, în regimurile de pornire, frînare cu motorul și schimbare de sens. Observațiile au condus la următoarele ipoteze:

— Cuplul motor care are un caracter alternant asimetric, este elementul perturbator permanent care în regimurile tranzitorii, prin intermediul transmisiei (elementul elastic), menține vehiculul într-o mișcare oscilatorie continuă.

— Aplicînd principiul lui d'Alembert pentru un vehicul în regim nestaționar, se poate obține legătura dintre momentul de torsiune în oricare din elementele transmisiei și accelerația masei în translație; conform relațiilor din figura 1 rezultă:

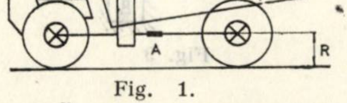


Fig. 1.

m = masa vehiculului; $\ddot{x}$ = accelerația vehiculului; R = raza de rulare; A = locul de montaj al traductorului de cuplu.

$$\mathrm{i}.M_A = m.\ddot{x}.R + \Sigma\,(J.\varepsilon)\ \text{redus} \quad (1)$$

unde: $\Sigma\,(J\cdot\varepsilon)$ redus sînt momentele date de inerția maselor în rotație care pentru vehiculele grele cercetate ($m > 1500$ kg) reprezintă numai $0{,}05m\cdot\ddot{x}\cdot R$;

i — raportul de transmitere de la roată la locul unde dorim să determinăm momentul de torsiune;

M_A — momentul de torsiune în punctul A al transmisiei.

Deci, se poate scrie că pentru vehicule grele relația de lucru devine:

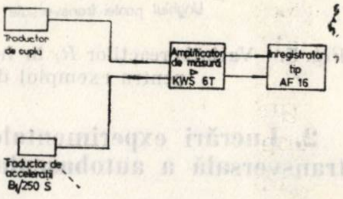
$$i\cdot M_A = m\cdot\ddot{x}\cdot R \qquad (2)$$

Notă:

[1] Relația 2 este valabilă numai pentru cazul cînd în transmisie nu există nici un consumator de energie (limitator de cuplu sau amortizor); panta este zero, iar coeficientul de rulare este neglijabil.

[2] Prin înregistrarea accelerației longitudinale funcție de timp se pot determina eforturile în orice punct al transmisiei și variația lor în timp, care servește la stabilirea duratei de funcționare.

Verificarea metodei propuse s-a făcut pe două vehicule grele, cu soluții diferite pentru grupul propulsor, **motor termic cu piston** și **motor electric**. S-au înregistrat simultan cuplul (într-un element al transmisiei) și accelerația longitudinală a vehiculelor, utilizînd schema de montaj din figura 2. Înregistrările tipice sînt prezentate în figurile 5, 6, 7, 8.



Traductor de cuplu
Amplificator de măsură KWS 6T
Inregistrator tip AF 16
Traductor de accelerații Bi/250 S

Fig. 2. — Schema de montaj.

Metoda propusă a fost verificată mai întîi pe autobasculantă de 50 de tone sarcină utilă (fig. 3) avînd următoarele caracteristici:

$m_0 = 4280$ kg — masa vehiculului gol;

$m_p = 9350$ kg — masa vehiculului încărcat;

$i_A = 25{,}7$ — raportul de transmitere de la roată la locul de montaj al traductorului de cuplu;

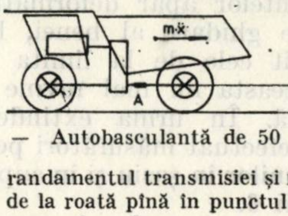


Fig. 3. — Autobasculantă de 50 de tone.

$\eta_A \cong 0{,}85$ — randamentul transmisiei și rulării vehiculului de la roată pînă în punctul A;

$R = 1{,}1$ m — raza de rulare.

Aplicînd relația (2) rezultă:

$$m\cdot\ddot{x}\cdot R = 2\cdot i_A\cdot\eta_A\cdot M_A$$

$$M_A = \frac{m\cdot R}{2\cdot i_A\cdot\eta_A}\cdot\ddot{x} = 2{,}51\cdot 10^{-2}m\cdot\ddot{x}$$

Rezultatele măsurărilor sînt date în tabelul 1.

Tabelul 1

Regimul vehiculului	m Masa vehiculului (kgfs²/m)	$\ddot{x}$ Accelerația vehiculului (m/s²)	Momentul determinat din accelerație în pct. A $m-\ddot{x}$ (kgf − m)	Momentul măsurat cu traductor de cuplu în punctul A (kgf−m)	Diferența dintre cele două determinări
Pornire viteza I (fig. 5)	4280	8,42	910	970	6 %
Pornire viteza I (fig. 6)	9350	5,26	1240	1150	7,3 %

Concluzie: Precizia valorilor momentelor rezultate prin măsurarea acceleraţiilor este satisfăcătoare, ţinînd cont că vehiculul are două punţi motoare, cu repartiţie de sarcină pe punţi inegală, iar în calcule s-a considerat repartiţia egală.

Metoda propusă a fost verificată şi pe troleibuzul DAC 112 E (fig. 4), care este propulsat de un motor rotativ electric cu următoarele caracteristici:

$m = 1730$ kg — masa vehiculului
$R = 0{,}505$ m — raza de rulare

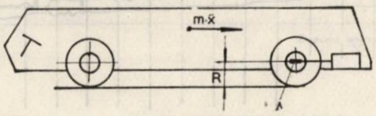


Fig. 4. — Troleibuz IAC 112 E.

Aplicînd relaţia (2) rezultă:

$M_A = m.\ddot{x}.E = 874\ \ddot{x}$

Rezultatele măsurătorilor sînt date în tabelul 2.

Tabelul 2

Regimul vehiculului	$\ddot{x}$ Acceleraţia vehiculului (m/s²)	$m\ddot{x}R$ Momentul determinat din acceleraţie în pct. A (kgf.m)	Momentul măsurat cu traductorul de cuplu în pct. A (kgf.m)	Diferenţa dintre cele două determinări
Pornire bruscă (fig. 7)	1,85	1620	1605	0,93 %
Pornire bruscă (fig. 7)	1,95	1700	1645	3,24%
Pornire bruscă (fig. 8)	2,02	1750	1600	8,5%
Pornire bruscă şi frînare bruscă (fig. 9)	1,35	1180	1145	3%
Pornire bruscă şi frînare bruscă (fig. 10)	1,35	1180	1130	4,2%

Din analiza rezultatelor obţinute prin oscilografierea variaţiei cuplurilor şi acceleraţiilor în regim nestaţionar pe cele două genuri de vehicule, se pot trage următoarele concluzii cu privire la utilizarea metodei:

În regim nestaţionar eforturile în transmisie sînt proporţionale cu acceleraţiile longitudinale în limitele unei aproximaţii de $\pm 10\%$.

Variaţia oscilatorie a cuplului în transmisie este absolut în fază cu variaţia oscilatorie a acceleraţiei longitudinale a vehiculului. **În orice moment al oscilaţiei se poate aplica principiul lui d'Alembert.**

Aplicaţii ale metodei

Metoda poate servi la determinarea eforturilor de torsiune în transmisiile maşinilor ce lucrează ciclic (încărcătoare frontale, buldozere, screpere etc.), pentru determinarea eforturilor de torsiune în transmisiile tractoarelor agricole, şi în cazul în care se cuplează la instalaţie un înregistrator de niveluri, se obţin informaţii extraordinar de utile pentru încercarea la oboseală a transmisiilor în laborator. Ea mai

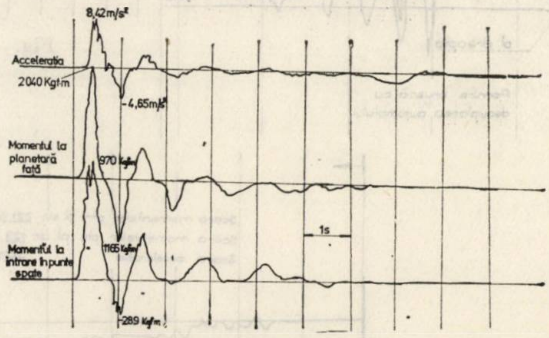


Fig. 5. — Acceleraţii longitudinale şi momente la autobasculanta goală — viteza I.

CM6/75 Petrescu, N

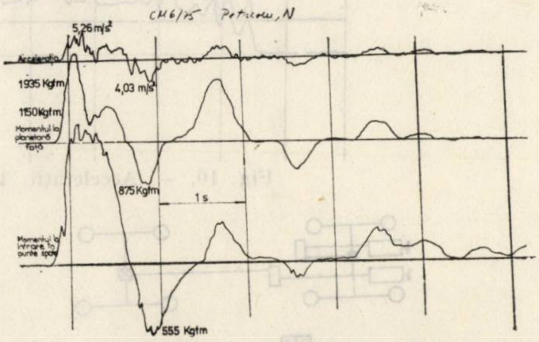


Fig. 6. — Acceleraţii longitudinale şi momente la autobasculanta încărcată — viteza I.

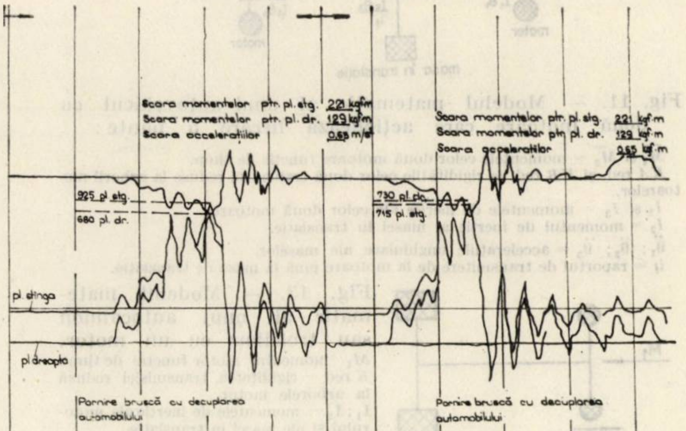


Fig. 7. — Acceleraţii longitudinale şi momente la troleibuz.

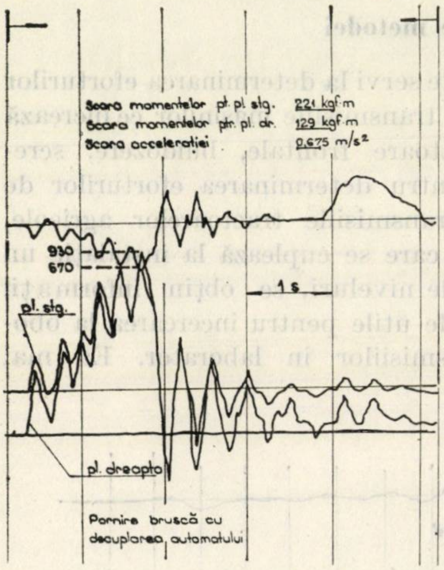


Fig. 8. — Accelerații longitudinale și momente la troleibuz.

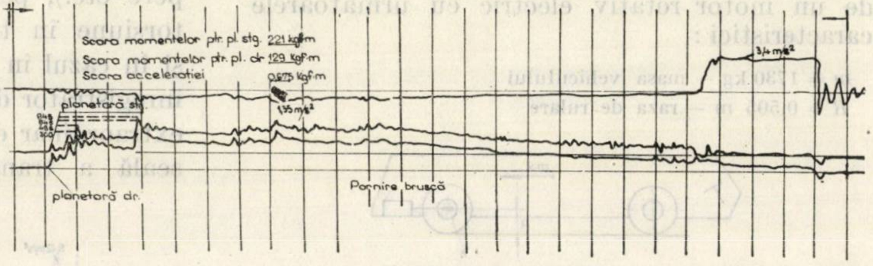


Fig. 9. — Accelerații longitudinale și momente la troleibuz.

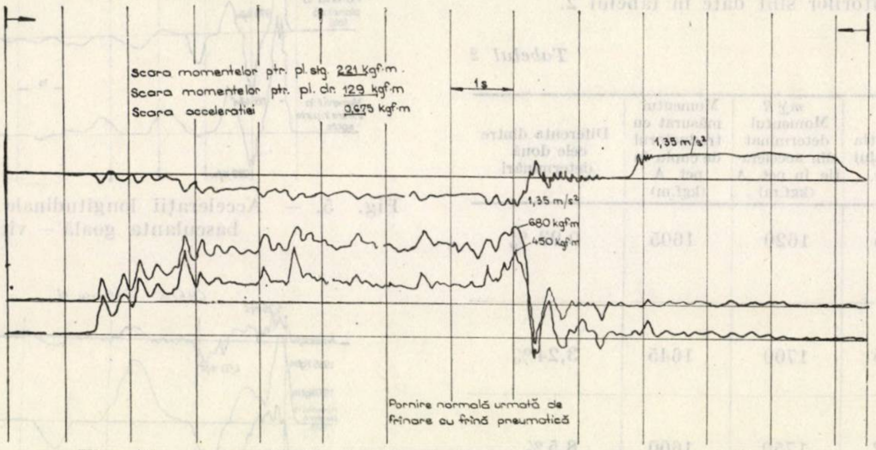


Fig. 10. — Accelerații longitudinale și momente la troleibuz.

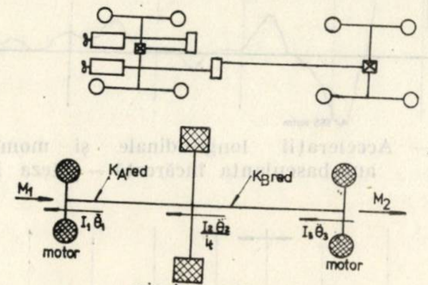

$K_{A red}$
$K_{B red}$
M_1
M_2
$I_1\ddot{\theta}_1$
$\frac{I_2\ddot{\theta}_2}{i_t}$
$I_3\ddot{\theta}_3$
motor
motor
masa în translație

Fig. 11. — Modelul matematic al unui autovehicul cu două motoare care acționează fiecare o punte:

$\overline{M_1}$ și $\overline{M_2}$ = momentele celor două motoare funcție de timp.
KA red. și *KB* red. = rigiditățile celor două transmisii reduse la arborii motoarelor.
I_1 și I_3 = momentele de inerție ale celor două motoare.
I_2 = momentul de inerție al masei în translație.
$\ddot{\theta}_1$; $\ddot{\theta}_2$; $\ddot{\theta}_3$ = accelerațiile unghiulare ale maselor.
i_t = raportul de transmitere de la motoare pînă la masa de tranzlație.

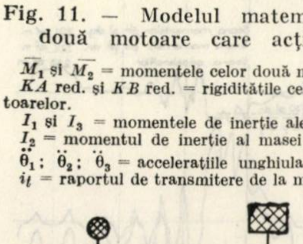

M_1
$I_1\ddot{\theta}_1$
$I_2\ddot{\theta}_2$
i_t

Fig. 13. — Modelul matematic al unui autocamion sau troleibuz cu un motor.
M_1 — momentul motor funcție de timp.
K red — rigiditatea transmisiei redusă la arborele motor.
I_1; I_2 — momentele de inerție ale motorului și ale masei în translație.
$\ddot{\theta}_1$, $\ddot{\theta}_2$ — accelerațiile unghiulare ale maselor.
i_t — raportul de transmitere de la motor pînă la masa în translație.

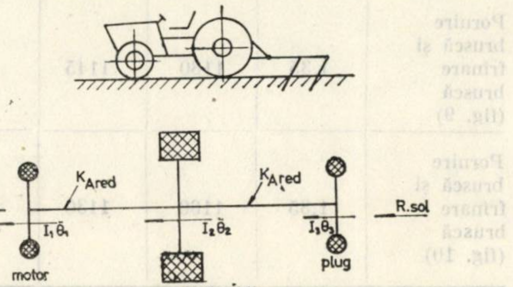

$K_{A red}$
$K_{A red}$
M_1
$I_1\ddot{\theta}_1$
$I_2\ddot{\theta}_2$
$I_3\ddot{\theta}_3$
R.sol
motor
plug
masa în translație

Fig. 12. — Modelul matematic al unui tractor cu plug.
M_1 = momentul motor funcție de timp.
KA red; *KB* red. — rigiditatea transmisiei și a plugului redus la arborele motor.
I_1; I_2; I_3 — momentele de inerție ale motorului, traductorului și plugului.
$\ddot{\theta}_1$; $\ddot{\theta}_2$; $\ddot{\theta}_3$ — accelerațiile unghiulare ale celor trei mase.
R_{sol} = rezistența solului, variabilă în timp.

poate fi folosită și la determinarea eforturilor în transmisie în cazul circulației vehiculelor în teren accidentat.

Dezvoltarea metodei

Rezultatele experimentale obținute pînă în prezent ne permit să afirmăm că modelele matematice pentru diferite vehicule grele pot fi considerate cele prezentate în figurile 11, 12 și 13.

CZ : 629.113.07

Corelarea duratelor de funcţionare ale subansamblurilor autovehiculelor. Aspecte ale corelaţiei la autocamioanele SR. 113

Ing. C. BEJAN – I.C.P.A.T. – Braşov

1. Noţiunile de corelaţie funcţională şi de corelaţie temporală

Realizarea unui ansamblu mecanic complex pune de la început problema realizării unei corelaţii a subansamblurilor componente. Corelaţia subansamblurilor prezintă două aspecte diferite dar care în acelaşi timp se influenţează reciproc : corelaţia funcţională şi corelaţia temporală.

Corelaţia funcţională care pînă în prezent a stat în atenţia proiectanţilor autovehiculelor (şi a oricăror ansambluri mecanice) reprezintă acea corelaţie care determină performanţele autovehiculului. Obţinerea unei corelaţii mai strînse sau mai puţin strînse se realizează odată cu ansamblul care începe să funcţioneze efectiv, iar optimizarea acestei corelaţii este factorul principal al obţinerii unei durate maxime de funcţionare, în ipoteza respectării nivelului tehnologic existent la un moment dat, deci se poate afirma că o fiabilitate ridicată a unui ansamblu este realizabilă nu numai prin îmbunătăţirea continuă a calităţii materialelor folosite şi a calităţii suprafeţelor de lucru ci şi printr-o corelare optimă a dimensiunilor, vitezelor relative de mişcare, a reperelor etc.

Corelaţia temporală, înţelegînd prin aceasta corelaţia duratelor de funcţionare ale subansamblurilor, are pe de o parte un aspect economic pe de alta o influenţă importantă asupra corelaţiei funcţionale. Este evident că se tinde spre realizarea unor subansambluri care să aibă o durată de viaţă fie egală, fie un submultiplu întreg de valoare bine determinată a duratei de viaţă a subansamblurilor corelate sau a subansamblului de ordin superior în care funcţionează. Din aceasta apare evident aspectul economic al problemei. Influenţa corelaţiei temporale asupra celei funcţionale provine din faptul că practic nu se poate determina totdeauna exact momentul cînd un subansamblu îşi pierde calităţile funcţionale optime, şi cînd prin funcţionarea lui defectuoasă va declanşa defecţiuni între subansamblurile cu care conlucrează. Rezultă deci în mod firesc o concluzie analogă celei de mai sus : o corelaţie optimă a duratelor de funcţionare a subansamblurilor va fi un factor principal în menţinerea unei corelaţii funcţionale optime în măsura în care acest optimum a fost proiectat iniţial. Trebuie să remarcăm că ideea de corelaţie temporală a duratelor de funcţionare este cunoscută de mult timp şi implicit subînţeleasă. O tratare sistematică a modului de calcul a duratelor de viaţă încă din faza de proiectare sau de realizare a prototipurilor, lipseşte în literatura tehnică de specialitate. Necesitatea studiilor de fiabilitate a produselor a făcut însă posibilă tratarea sistematică a modului de calcul a duratei medii de bună funcţionare a unui produs bazat pe distribuţia defectărilor unui lot de produse supus experimentărilor sau exploatat în condiţii reale. Diversitatea ansamblurilor, adaptată diversităţii de funcţiuni pe care trebuie să le îndeplinească, necesită o multitudine de studii particularizate conform specificului domeniului considerat, înţelegînd prin acest specific — din punctul de vedere al acestei lucrări — natura legăturilor dintre subansambluri şi legea de distribuţie a defectărilor în timp. În industria de autovehicule şi tractoare schema generală este legătura în serie a subansamblurilor principale : motor, ambreiaj, cutie de viteze, transmisie cardanică, reductor, punţi, sistem de frînare, sistem de rulare, iar legea de distribuţie a defectărilor în funcţionare frecvent întîlnită este legea Weibull. De asemenea, tot legături în general de tip serie se întîlnesc şi între reperele subansamblurilor, iar defectarea acestor repere se face tot după o distribuţie Weibull. Pentru a stăpîni perfect fabricarea unui autovehicul este necesară cunoaşterea corelaţiei funcţionale la nivelul de cunoştinţe actuale, iar în ceea ce priveşte corelaţia temporală, este necesar să se întreprindă în viitorul apropiat studii intense atît de investigare cît şi de sistematizare a cunoştinţelor acumulate pînă în prezent. Această lucrare îşi propune să prezinte un mod posibil de tratare a acestor probleme pe baza experienţei în determinarea fiabilităţii în exploatare a anumitor autovehicule şi în special a autocamioanelor SR 113.

Pentru a determina obiectiv sau cel puţin cu un grad de obiectivitate cît mai ridicat cu putinţă durata medie de viaţă a unui subansamblu, este necesar ca în experimentarea lui să lipsească factorii subiectivi care determină defectările. De aceea, modul ideal de experimentare este constituit de laborator, iar ansamblurile supuse experimentării trebuie să fie minuţios verificate în ceea ce priveşte corespondenţa cu documentaţia de realizare a produsului. Acest lucru care apare evident şi simplu de realizat principial pune totuşi deosebit de complexe probleme industriei de autovehicule. Se ştie că la ora actuală toate concluziile se trag pe baze statistice. Însăşi încercările de oboseală simple, efectuate pe epruvete, au un suport statistic. Un număr cît mai mare de încercări reprezintă o apropiere tot mai mare de fenomenul real. Dacă aşa stau lucrurile cu un produs simplu, cu atît mai necesară apare cercetarea statistică la un produs complex la care factorii de influenţare a comportării sînt numeroşi. Considerînd un minimum de douăzeci de subansambluri supuse experimentării în condiţiile de mai sus, se înţelege ce efort economic important trebuie făcut la o încercare de laborator. Şi totuşi, acest efort poate fi făcut : ceea ce împiedică la ora aceasta o generalizare a unor astfel de experimentări este durata foarte mare a probelor. Acest tip de experimentări va putea deveni curent numai odată cu elaborarea unor metodici sigure de încercări, accelerate cu o durată de timp economică şi cu o corelaţie binecunoscută în funcţionarea în exploatarea reală.

În faza actuală de dezvoltare a tehnicii, concluziile asupra duratei de viaţă a unui produs şi asupra distribuţiei defectărilor se pot trage prin prelucrarea corespunzătoare prin metodele fiabilităţii a datelor înregistrate în exploatarea reală. Produsele furnizate exploatării nu sînt însă totdeauna corespunzătoare documentaţiei, şi din această cauză sortarea informaţiilor oferite de exploatare trebuie făcută cu multă grijă atunci cînd informaţiile vor fi folosite la calculul duratelor de viaţă ale subansamblurilor sau ansamblurilor.

Ieşind oarecum din contextul acestei lucrări, dar fiind totuşi necesară, vom face următoarea precizare şi anume că urmărirea funcţionării produselor în condiţii de exploatare reală face posibilă colectarea unei cantităţi de informaţii referitoare la distribuţia defectărilor pe durata de funcţionare a unui produs, de la ieşirea pe poarta întreprinderii constructoare şi pînă la trimiterea produsului la reparaţie capitală sau la casare. Informaţia colectată, folosită global va da nivelul de fiabilitate a fabricaţiei produsului, iar sortată în funcţie de respectarea documentaţiei de fabricaţie, dă nivelul de fiabilitate al concepţiei. Desigur că această sortare va introduce puncte de vedere subiective, dar dacă lotul este destul de mare concluziile se vor apropia fără îndoială de aspectul real al fenomenelor. Informaţiile folosite în lucrare sînt sortate conform acestui punct de vedere şi sînt folosite pentru calculul mediei timpului de bună funcţionare, parametru necesar caracterizării corelaţiei temporale a funcţionării subansamblurilor

2. Aspecte ale corelaţiei duratelor de funcţionare a subansamblurilor autocamioanelor SR 113

Studiul complet al corelaţiei duratelor de funcţionare a tuturor subansamblurilor unui autocamion este o problemă complexă care necesită cercetări amănunţite defalcate atît pe un front larg (cuprinzînd toate subansamblurile principale) cît şi în profunzime (cuprinzînd toate subansamblurile şi reperele lor). În continuare se tratează numai un aspect al acestei probleme menit să pună în evidenţă metoda folosită. Au fost supuse pe toată durata de viaţă pînă la prima reparaţie capitală un număr de 28 de autocamioane SR 113 exploatate în condiţii normale în cadrul Autobazei 1 marfă a Întreprinderii de transporturi auto — Braşov. Înţelegem prin aceste condiţii normale condiţiile de mediu corespunzătoare STAS 8564—70 precum şi condiţiile de control tehnic, întreţinere şi reparaţii indicate în HCM 1110/68. S-au înregistrat defectările apărute la următoarele subansambluri : motor, ambreiaj şi cutie de viteze.

În tabelul 1 este prezentat parcursul în kilometri echivalenţi a autocamioanelor la care motoarele, ambreiajele şi cutiile de viteze cu care au fost echipate au fost trimise în reparaţie capitală. Este evident că unele subansambluri au fost trimise în reparaţie capitală înainte de trimiterea autocamionului (cu alte cuvinte au fost autocamioane care pe toată durata de viaţă pînă la reparaţia capitală au fost echipate cu două motoare, două cutii de viteze etc.) de aceea numărul acestor subansambluri nu corespunde cu numărul autocamioanelor urmărite.

2.1. Calculul mediei timpului de bună funcţionare. Pentru calculul mediei timpului de bună funcţionare pînă la reparaţia capitală se procedează după sistemul care tinde să devină clasic. Se calculează rangul mediu al defecţiunilor cu formula:

$$R \cdot M \cdot = \frac{i}{n} \times 100\ \%$$

şi se reprezintă pe graficul de probabilitate Allan Plait, care permite printr-o construcţie simplă obţinerea mediei timpului (în cazul nostru parcursului) de bună funcţionare pînă la reparaţia capitală. În tabelul 2 sînt date parcursurile pînă la defectare, grupate ordonat pe fiecare zece mii de kilometri, şi valoarea rangului medianei corespunzătoare celor trei ansambluri din tabelul 1. În figurile 1, 2 şi 3 sînt prezentate dreptele Weibull de distribuţie a defectărilor pentru motor, ambreiaj şi cutie de viteze şi se constată că media parcursului de bună funcţionare pînă la reparaţia capitală pentru cele trei subansambluri are valorile :

- pentru motor, o medie a timpului de bună funcţionare de 124 000 km
- pentru ambreiaje : o medie a timpului de bună funcţionare de 142 000 km
- pentru cutia de viteze, o medie a timpului de bună funcţionare de 106 500 km

Se constată o corelaţie a duratelor de viaţă a celor trei tipuri de subansambluri destul de bună, dar nu ideală. De asemenea, cunoscînd parcursul pînă la prima reparaţie capitală a autocamioanelor SR 113, care este de 110 000 km, se constată că durata medie de viaţă a cutiilor de viteze nu este corelată suficient cu durata de viaţă a autocamioanelor pe care le echipează. Problema prezentată aici necesită o soluţionare mult mai bogată dar care ar depăşi

Tabelul 1. Parcursul (km) pînă la reparaţia capitală a subansamblurilor motor, ambreiaj şi cutie de viteze

Nr. crt.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37
M O T O R																																					
Parcurs	1572	12.289	22.214	38.977	58.461	62.893	73.177	79.122	90.784	99.041	109.177	110.248	110.281	111.193	114.243	116.197	116.872	118.675	118.745	126.469	128.271	128.337	132.707	133.247	134.539	139.814	139.875	146.043	154.418	161.060	169.369	186.806					
A M B R E I A J																																					
Parcurs	90784	109.177	110.248	110.281	116.197	116.864	116.872	118.049	118.675	121.255	126.469	128.271	128.337	132.707	145.336	146.073	151.891	154.418	161.060	169.369	170.870	171.704	171.999	184.348	186.806	193.100	217.449	234.638									
C U T I E D E V I T E Z E																																					
Parcurs	14.728	28625	31.237	41.052	42.500	61.055	62.500	65.887	70.587	75.820	79.000	83.036	86.812	90.784	98.712	99.751	100.283	103.482	105.348	109.177	110.248	110.281	116.197	118.675	118.745	121.255	126.469	128.271	132.707	146.073	151.891	154.418	161.060	171.704	186.806	217.449	234.638

Nr crt	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
M O T O R																								
Def cum	1	2	3	4	4	5	6	8	8	10	11	19	22	27	28	29	31	32						
RM	3,1	6,2	9,3	12,4	12,4	15,5	18,6	24,8	24,8	31	34,1	59,5	65,7	84,4	87,6	90,7	96,9	100						
A M B R E I A J																								
Def cum										1	2	9	13	14	16	18	20	23	25	26	26	27	27	28
RM										3,58	7,16	32,1	46,5	50	57,2	64,4	71,5	82,2	89,3	92,9	92,9	96,5	96,5	100
C U T I E D E V I T E Z E																								
Def cum		1	2	3	5	5	8	11	13	16	20	25	28	29	30	32	33	34	35	35	35	36	36	37
RM		2,7	5,4	8,1	13,5	13,5	21,6	29,8	35,2	43,3	54,2	67,6	75,8	78,5	81	86,5	89,2	92	94,6	94,6	94,6	97,4	97,4	100

Tabelul 2. Defecţiuni cumulate şi rangul medianei

Nr. crt.1 corespunde la intervalul 0-10.000 km, 2 la intervalul 10.000-20.000 km etc.

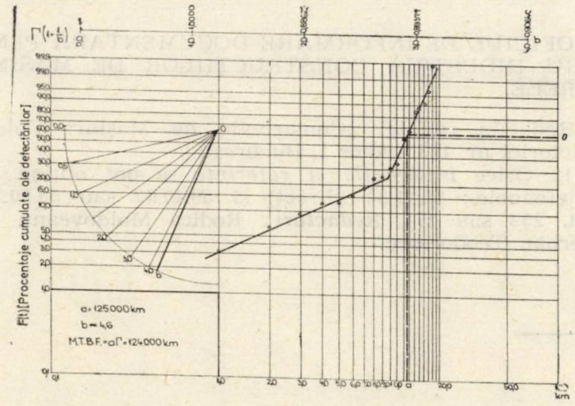


Fig. 1. Distribuţia Weibull mixtă pentru motor

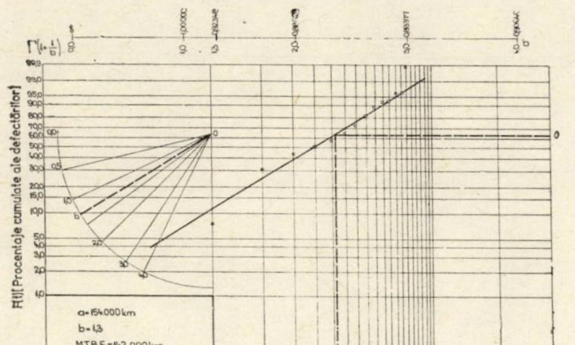


Fig. 2. Distribuţia Weibull pentru ambreiaj

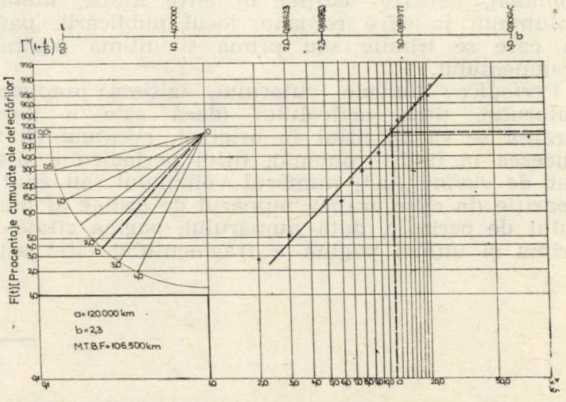


Fig. 3. Distribuţia Weibull pentru cutia de viteze

de mai multe ori volumul acestei lucrări. Am căutat numai să prezentăm o metodă simplă, folosită în mod curent în fiabilitate, care rezolvă cu maximă operativitate problema corelaţiei duratei de viaţă între subansambluri sau între subansambluri şi ansamblurile echipate cu ele. Acesta nu este singurul mod de tratare a problemei.

Autorii sovietici consideră ca factor caracteristic al duratei de viaţă nu media timpului de bună funcţionare ci media timpului de „supravieţuire" a 90% dintre obiectele supuse unei experimentări sau urmăriri. Aceasta nu schimbă principial modul de analiză ci introduce un alt mod matematic de calcul, mai puţin comod decît cel descris mai sus.

◆

CONDIŢII DE PREZENTARE A MANUSCRISELOR PENTRU REVISTA „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI”

1. *Textul* unui articol împreună cu desenele să nu depăşească 15 pag. convenţionale (de 2000 semne la 2 rînduri).

2. Articolul trebuie însoţit de un *rezumat de autor* de 1 000 de semne, pe o filă separată.

3. *Dactilografierea* se execută la 2 rînduri în pagini de numai 2 000 de semne, pe hîrtie albă, pe o singură faţă a filei.

Pagina va avea o margine albă de 3 cm lăţime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice şi literele conform STAS suficient de mari şi cu tuş.

4. *Desenele* se execută în tuş pe calc, la dimensiunile între formatele A 6 şi A 4. Dacă sînt figuri-foto, acestea trebuie să fie foarte clare şi cu efectele de contrast foarte pronunţate.

5. *Toate figurile şi tabelele* care însoţesc articolul trebuie menţionate în text. Figurile trebuie să aibă titluri şi legende şi să fie însoţite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul şi legenda ; legătura se face prin numărul lor conform borderoului. Aceste figuri se prezintă separat într-un plic adecvat.

6. *Tabelele* trebuie dactilografiate pe pagini separate de text (în text li se va indica doar locul ca şi pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

7. *Bibligorafia* trebuie prezentată conform STAS nr. 6158—60 şi anume :

Cărţi : numele autorului, iniţiala prenumelui autorului, titlul cărţii (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în limba română), numărul ediţiei în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima şi ultima pagină a fragmentului.

Periodice : numele autorului, iniţiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în limba română), titlul periodicului precedat de cuvînt „In“, numărul volumului sau anul de apariţie (în cifre arabe), numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima şi ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum se citează doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în limba română, titlul se scrie în traducere dar cu menţiunea că lucrarea a fost tradusă şi din ce limbă.

Bibliografia trebuie dactilografiată tot pe pagină separată de text.

Autorii trebuie să ştie că în tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secţii diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

8. *Predarea la redacţie a manuscrisului dactilografiat* se face în două exemplare, din care un original şi o copie.

Originalul este însoţit de desenele în tuş pe calc şi fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoţit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de-al doilea rînd de fotografii cînd este cazul.

9. *Autorul trebuie să garanteze conţinutul ştiinţific al articolului,* iar textul prezentat redacţiei să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale şi tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

10. *Conform regulilor editoriale* manuscrisele şi figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

11. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacţia revistei „Construcţia de Maşini“, la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI GRELE.

Redacţia revistei „Construcţia de Maşini“ Calea Victoriei nr. 133, sector 1, Bucureşti.

12. Orice *informaţie şi referinţe* se pot obţine la telefoanele : 50.31.30 (direct) şi 50.40.90 sau 50.50.25 int. 253 sau 274. *Redactori :* Rodica Moldoveanu şi Şerban Teodorescu.

Hüller

De la planificare pînă la piesa finită

Hüller găsește soluția pentru orice problemă privind finisarea. Utilizați vasta noastră experiență și cunoștințele noastre multiple în construcția mașinilor-unelte.

Pentru serii mari :

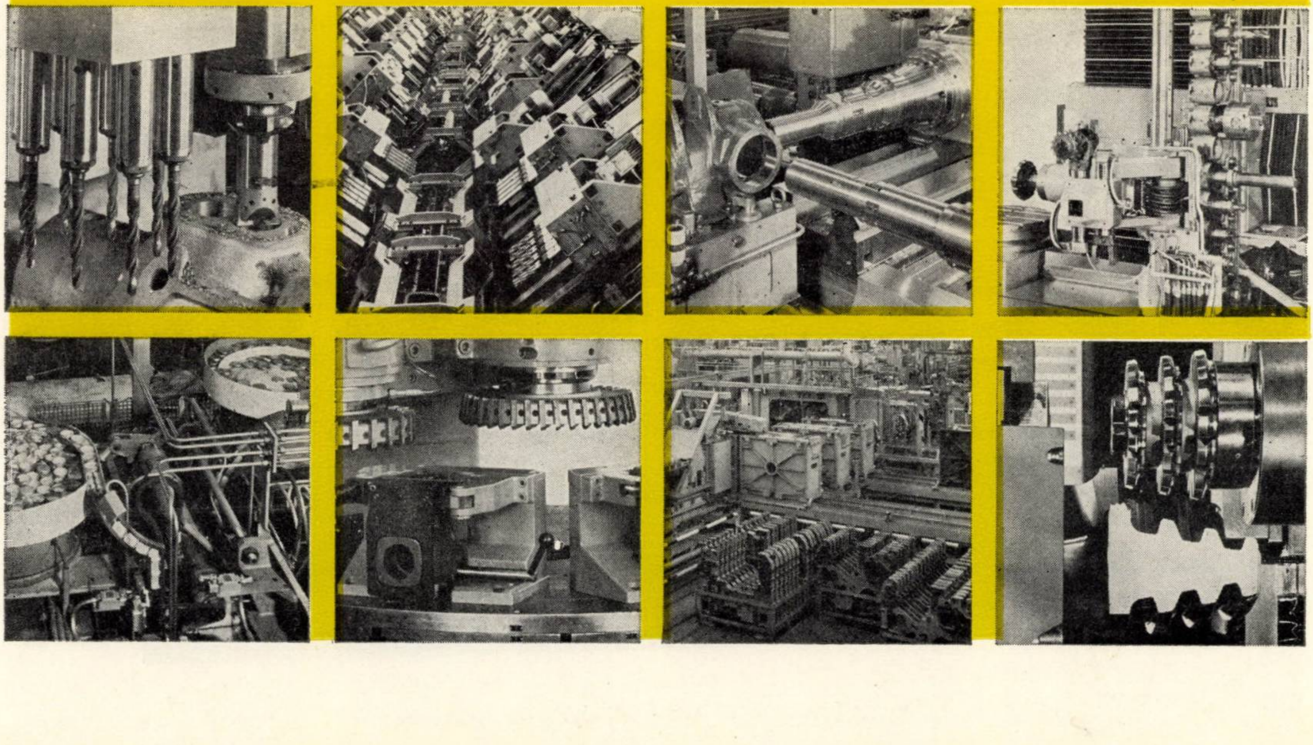
căi de transfer,
mașini speciale,
mașini pentru montaje,
căi de montaj
asamblate din unități de construcție normate.

Pentru serii mici și mijlocii :

centre de prelucrare comandate numeric,
mașini standard.

Karl Hüller GmbH Fabrică de mașini-unelte
D-7140 Ludwigsburg NRF
Căsuța poștală 540
R.F.G.

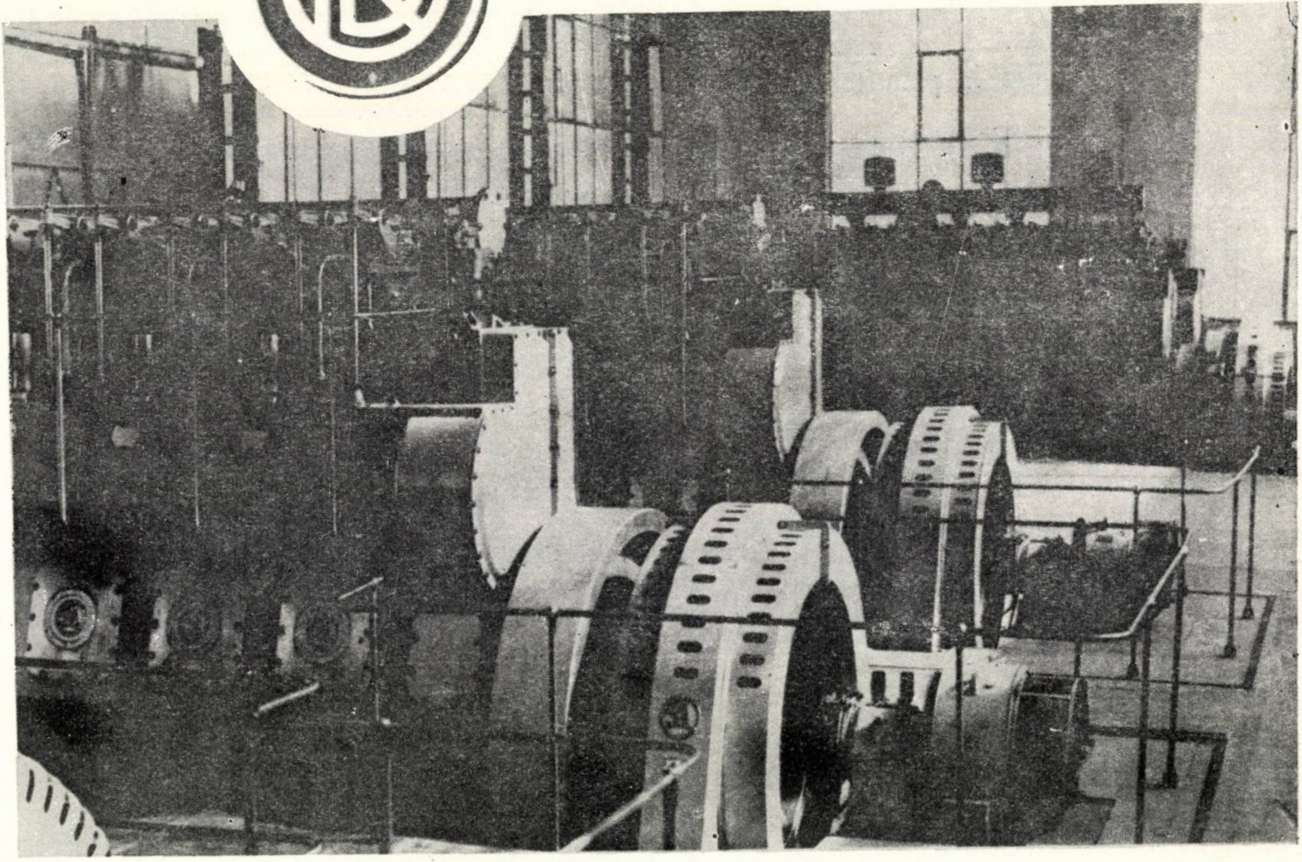
Biroul technic de legătură
Firma COMEX, București, Str. Brezoianu 38, tel. : 13 78 56



AGREGATELE DIESEL ELECTRICE

produse ale industriei cehoslovace

de motoare diesel
sînt în funcţiune
în patru continente



Vedere a centralei electrice ROBAT KHARIM din Teheran, dotată cu patru agregate diesel S 350 cu o putere de 2 560 kVA.

Toate aceste agregate s-au livrat în anii trecuţi sub marca SKODA. Uzinele producătoare de motoare diesel comasîndu-se cu concernul CKD PRAGA, aceste agregate se produc în prezent exclusiv sub marca CKD în construcţia iniţială.

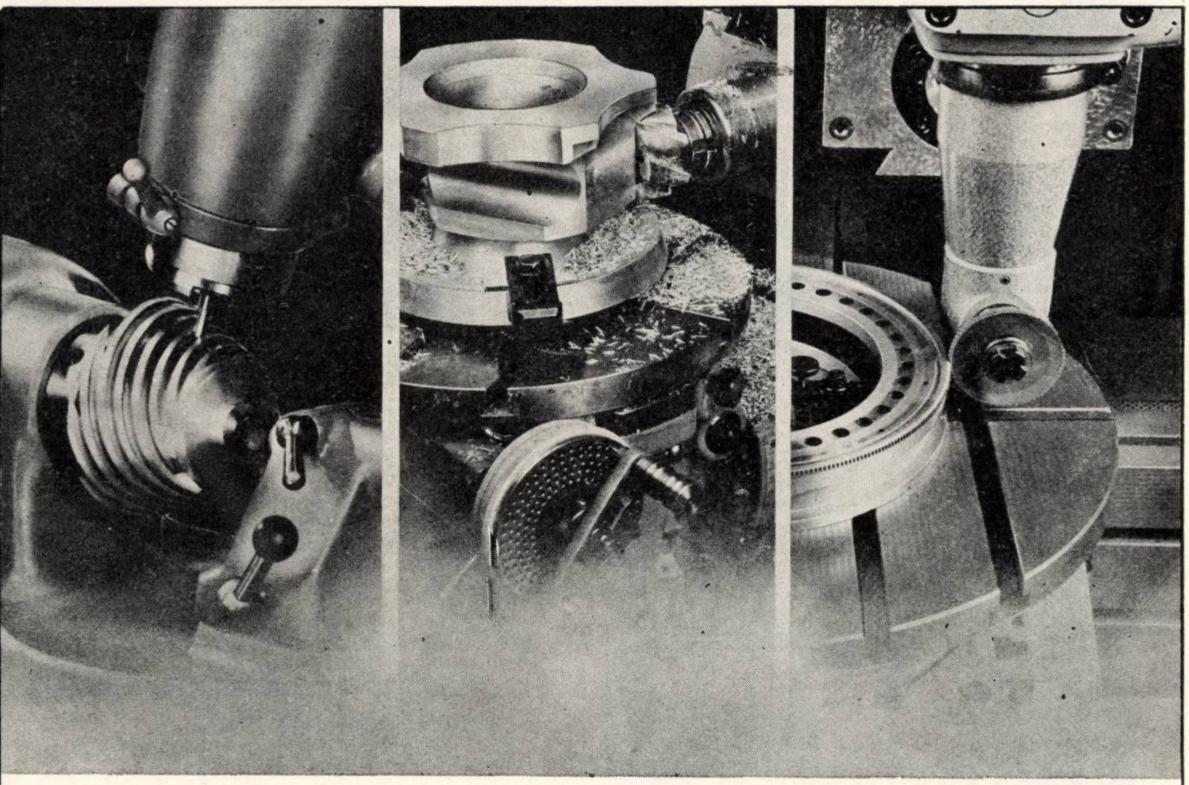
CKD PRAGA produce agregate diesel cu domeniul de putere de 23 pînă la 1 450 kVA, dotate cu încercatele motoare CKD din seriile S 110, S 160, S 275, S 350, cu puterea de 30 - 1 670 CP. Agregatele pînă la puterea de 608 kVA se livrează şi cu echipament pentru funcţionare automată, cu pornire automată în caz de cădere în reţeaua de energie electrică.

Date folositoare complete vă oferă la cerere exportatorul agregatelor diesel electrice marca CKD, Intreprinderea de comerţ exterior PRAGOINVEST

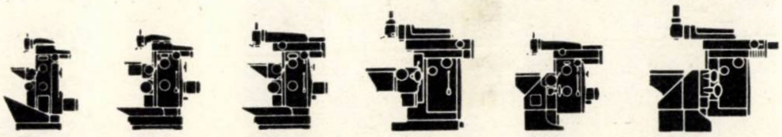
Căsuţa poştală 890
18 056 Praga — Cehoslovacia

pragoinvest

PUBLICOM



FP ca



Formă desăvîrşită în Precizie

Apropo:
Nicăeri, în nici-o ţară nu există vreun producător licenziat pentru maşini Deckel! Maşini Deckel fabricăm numai noi!

Nici o problemă, dacă aveţi de executat aşchieri aproape imposibile sau de largi posibilităţi, în metale obişnuite, metal dur, materii plastice sau ori ce alt material! Nici o problemă dacă piesele au volume mici sau gabarite mari, că sînt pătrate ori rotunde, conice sau multidimensionale! Nici o problemă chiar dacă este vorba de frezarea, găurirea, mortezarea sau rectificarea lor! Maşinile Deckel FP, în sisteme variate de subansamble tipizate, vă oferă cea mai economică şi eficientă prelucrare prin aşchiere, în ori ce grad de fineţe! Maşinile Deckel FP vă asigură o precizie impecabilă a formei prelucrate - o precizie care se reflectă în calitatea ireproşabilă a suprafeţelor, în exactitatea dimensiunilor pieselor - o precizie ce imprimă producţiei Dvs. amprenta unei calităţi excepţionale.

Precizia impecabilă pentru piese de ori ce formă, unită cu o maniabilitate excepţională şi o proverbială durabilitate în exploatare, plasează maşinile Deckel în categoria noţiunilor de valoare. Maşinile Deckel funcţionează în 95 ţări ale lumii, secundate şi îngrijite de specialişti incercaţi.

Intrebati odată în cercurile de specialitate despre Deckel. Sau - şi mai bine - întrebaţi-ne pe noi!

DECKEL

Friedrich Deckel Aktiengesellschaft
D-8 München 70 / BRD, Plinganserstr. 150

4 rum

balkancar

TRADIȚIE ȘI CONTEMPORANEITATE

Ce avantaje vă oferă tehnica contemporană de depozitare? Faceți cunoștință cu posibilitățile mașinilor pentru aranjat stelaje

balkancar

și veți găsi răspuns la această întrebare

Înălțime de ridicare:
8—12 metri
Lărgimea coridorului de lucru:
900—1700 mm

Exportator:

BALKANCARIMPEX
Bulgaria, Sofia, Str. Alabin 56
Telex 022386

REPREZENTANȚA COMERCIALĂ BULGARĂ
București, str. Galați 32
Telefon 11.20.87.

PUBLICOM

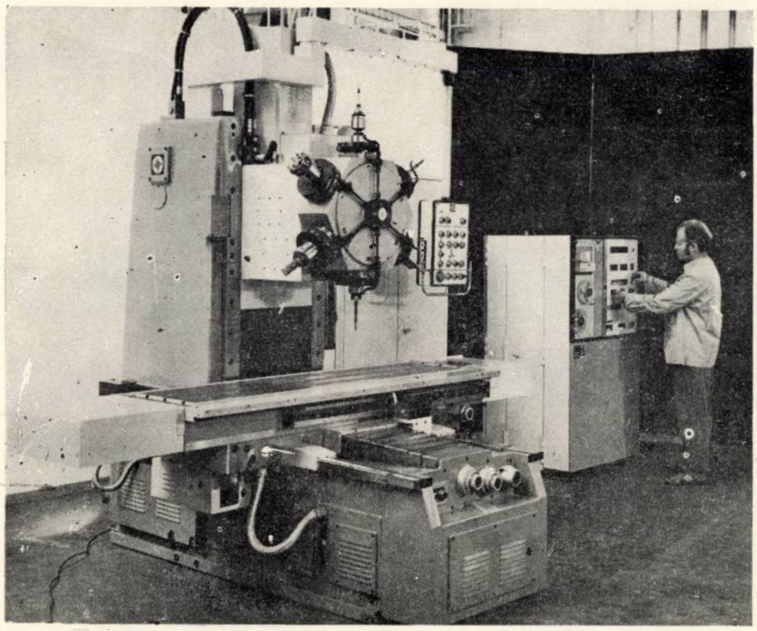
Sase scule-şase operaţii la o prindere a sculei, la această nouă maşină de frezat cu masă alunecătoare în cruce

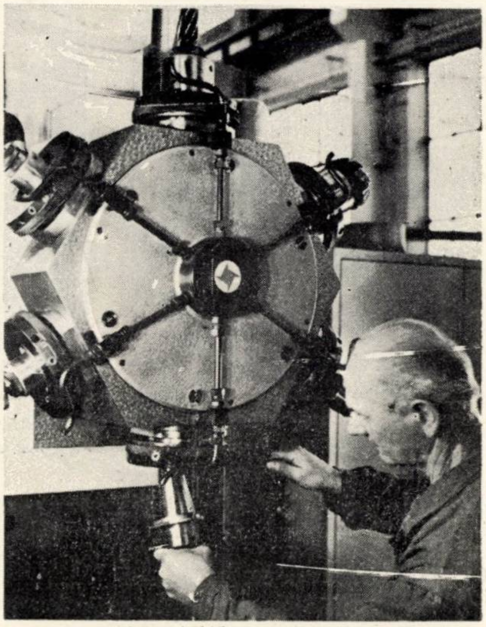
FC 50 R

Frezarea, găurirea, alezarea şi filetarea sînt operaţii pe care le execută maşina în diverse combinaţii, complet automat, cu sistemul de ghidaj al traiectoriei PPS 40
Suprafaţa de prindere a mesei: 2 000 × 500 mm; puterea motorului: 10 kW; greutatea: 6 500 kg, sînt parametrii caracteristici ai maşinii

Strojimport

Strojimport A. G.—Vinohradska 184; 130-52 Praha 3; telex 12 22 41





PUBLICOM

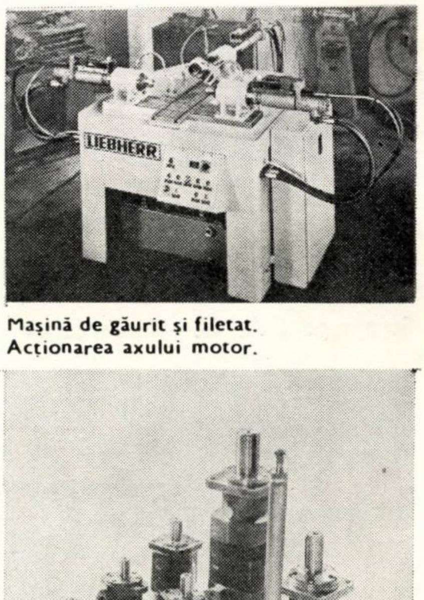
Motorul hidraulic Danfoss cu turaţie redusă

IN-FLUID-POWER
DANFOSS

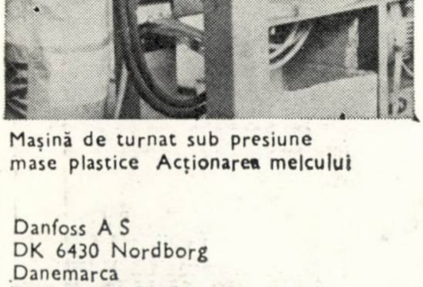
Există oare o marcă mai bună
pentru „multilateral"?

Combina. Acţionare pentru vinci şi dirijare complet hidraulică

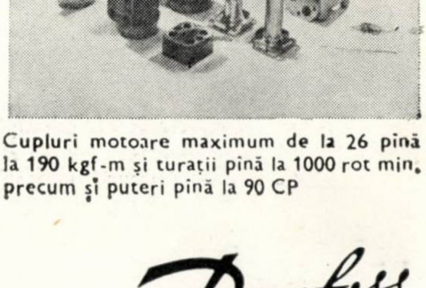
Autovehicul pentru măturat. Acţionarea măturii şi acţionare pentru deplasare



Maşină de găurit şi filetat.
Acţionarea axului motor.


Maşină de turnat sub presiune mase plastice Acţionarea melcului

Excavator de şanţuri.
Acţionarea benzii transportoare


Cupluri motoare maximum de la 26 pînă la 190 kgf-m şi turaţii pînă la 1000 rot min, precum şi puteri pînă la 90 CP

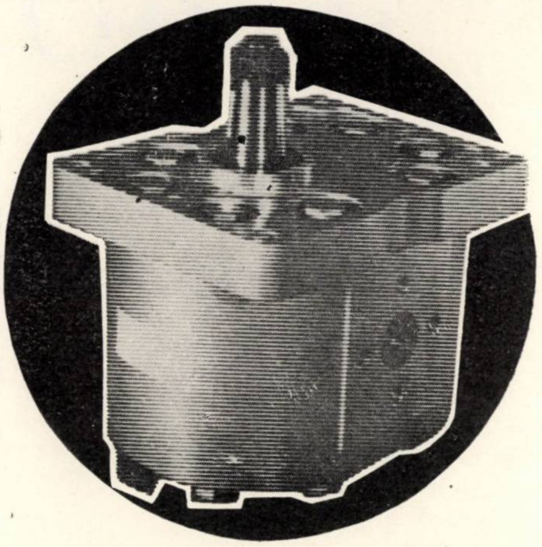
Danfoss A S
DK 6430 Nordborg
Danemarca
Tel. 04 · 45 22 22, telex 50599
46 010

PUBLICOM

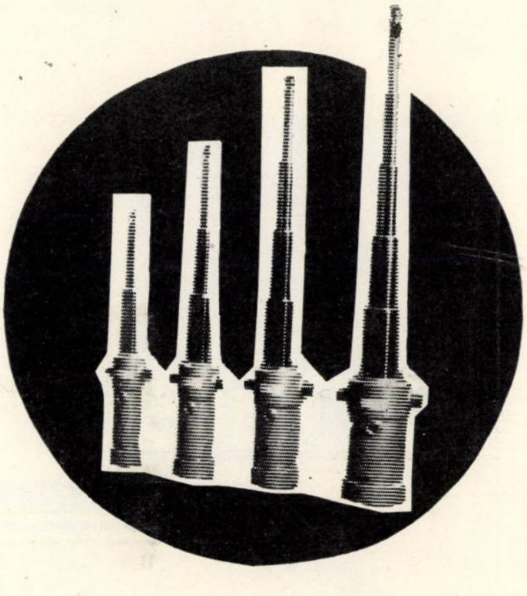
Danfoss

MACHINOEXPORT

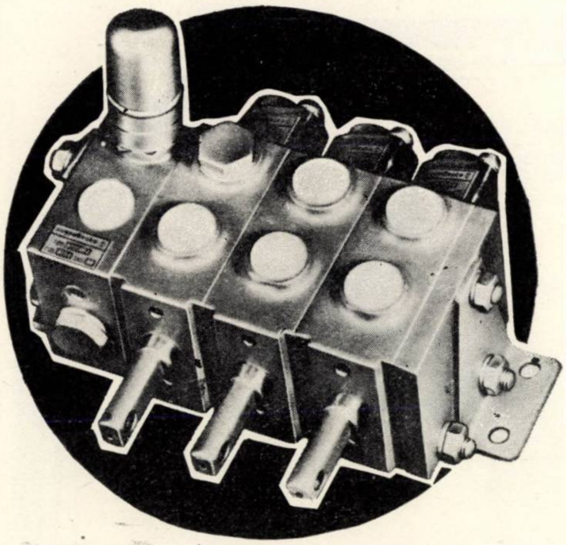
BULGARIE



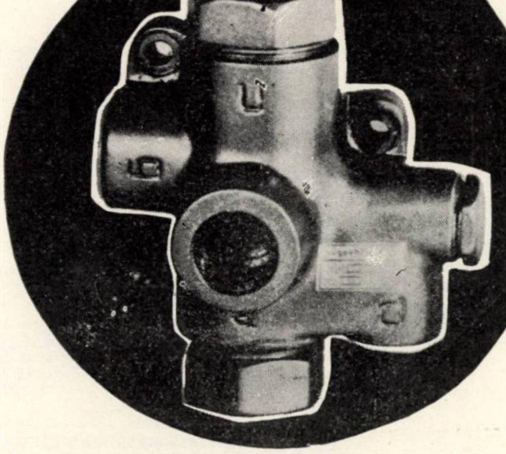
Produse hidraulice și pneumatice



după licențele firmelor
„Plessey" – Anglia și „Bosch" – R.F.G.



Exportă:



MACHINOEXPORT
Sofia, Bulgaria
Str. Aksakov nr. 5
Tel ; 88.53.21
Telex : 22–425
Telegrame : MACHINOEXPORT – Sofia

PUBLICOM

Uneori lucrările auxiliare pot fi neverosimil de grele

daro

1340

Büromaschinen-Export GmbH
Berlin
DDR — 108 Berlin,
Friedrichstrasse 61
Deutsche Demokratische
Republik

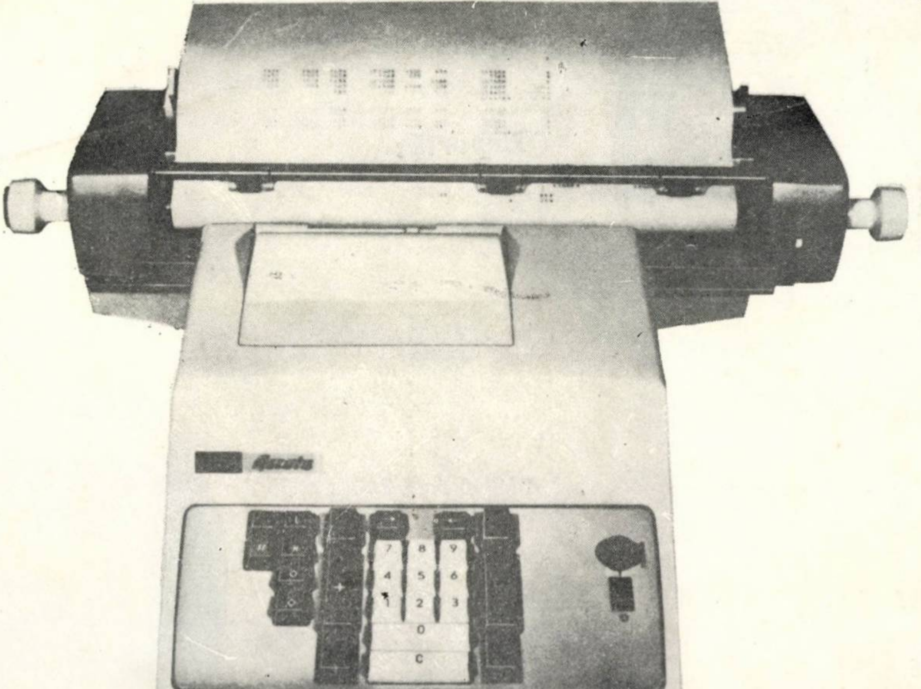
bme

Lucrările de soldare sau elaborarea de fişe de control, listele de solduri (pe care orice contabilitate mecanizată le cunoaşte) pot provoca de multe ori situaţii neplăcute. Deoarece sînt necesare urgent—şi nu par astfel la prima vedere—sînt deseori subapreciate. Prin automatele noastre de contabilitate ,,DARO 1340" (pentru înregistrarea datelor) veţi putea stăpîni procesul de muncă, deoarece automatul funcţionează rapid şi cu multă siguranţă. Poate fi echipat cu două, trei sau patru dispozitive de soldare şi se potriveşte la orice loc de muncă, datorită dimensiunilor sale minime şi greutăţii sale reduse

Informaţii detaliate despre automatele de contabilitate ,,DARO 1340,, vă vor fi oricînd puse la dispoziţie de către personalul nostru. Scrieţi-ne.

,,DARO 1340"

pentru lucrări auxiliare,
fără să fie un obiect auxiliar.



PUBLICOM

E 3279

R

[illegible]

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

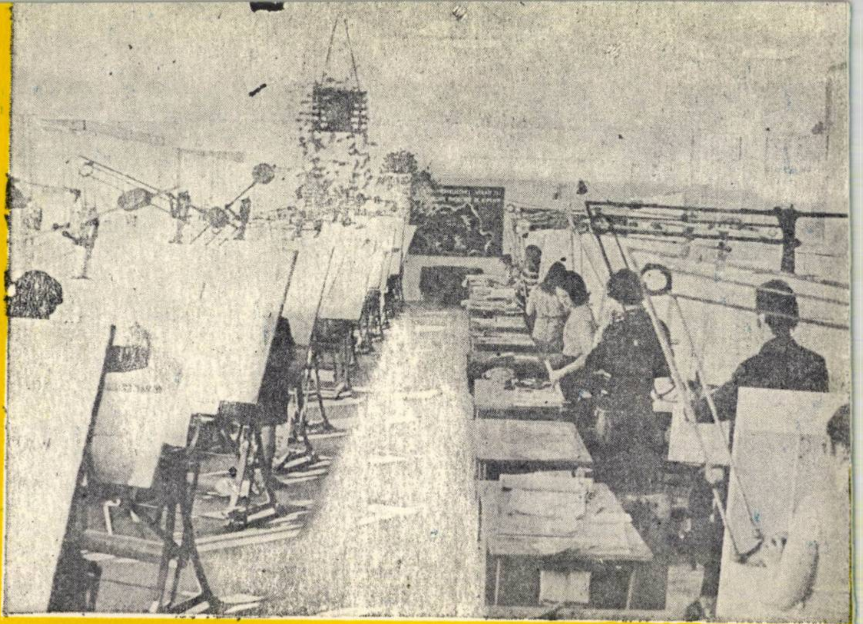
64

Număr editat cu ocazia împlinirii a zece ani de activitate
a Institutului de cercetări şi proiectări pentru echipamente
hidroenergetice - ICPEH

04

7

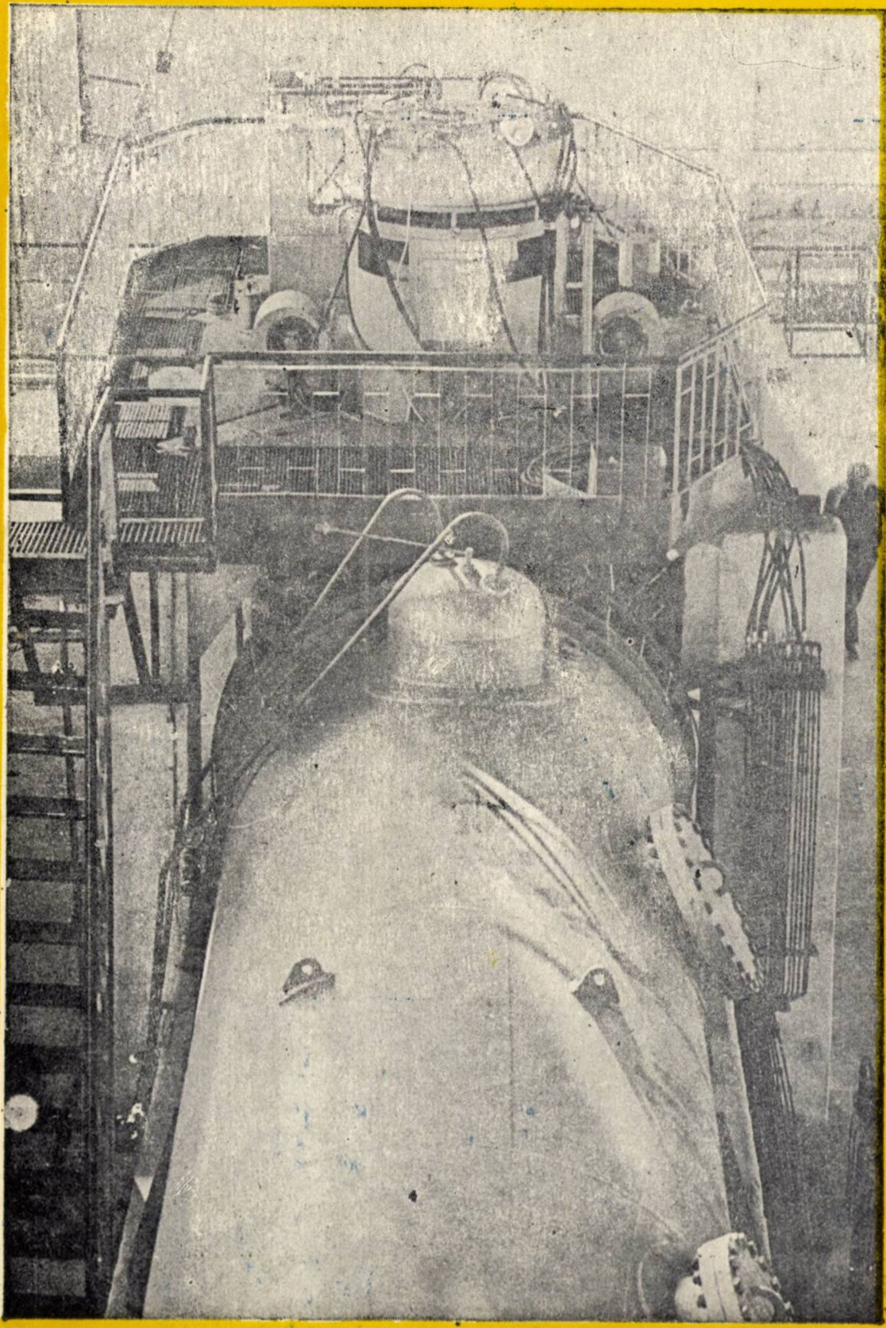
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI ● BUCUREŞTI ● ANUL XXVII ● nr. 7 ● IULIE 1975



ICPEH

asigură cercetarea pentru:

- Realizarea de modele de turbine hidraulice, pompe și mașini reversibile.
- Stabilirea profilului optim al distribuitoarelor, colectoarelor și organelor de obturare.
- Încercări tensometrice pe modele și la scară industrială, în vederea solicitărilor reale, verificării ipotezelor de calcul și dimensionării optime.
- Studii și cercetări privind optimizarea funcționării hidroagregatelor și echipamentelor hidromecanice la scară industrială.
- Cercetări în domeniul izolației hidrogeneratoarelor și motoarelor electrice mari.



ICPEH ***proiectează:***

- Instalații de turbine hidraulice de toate tipurile (Kaplan, Francis, Pelton, bulb).
- Instalații de hidrogeneratoare în gama de puteri și turații în care se realizează turbinele.
- Grupuri de pompare pentru centrale de acumulare prin pompaj.
- Echipamente hidromecanice (vane, stavile, batardouri, porți pentru ecluze, grătare, mașini de curățat grătare, colectoare, distribuitoare etc.) împreună cu sistemele de acționare și automatizare aferente.
- Echipamente de motoare diesel pentru tracțiunea feroviară și propulsia navală.
- Echipamente de rulare pentru locomotive, automotoare și tramvaie.
- Mașini electrice cu puteri peste 0,4 MW de curent continuu și alternativ pentru acționări de laminoare, compresoare de aer și gaze, mori de ciment, pompe pentru alimentări centrale și irigații etc.
- Construcții metalice sudate și elemente tipizate

Standul de incercare a modelelor de turbine hidraulice

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI GRELE
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI GRELE
ANUL XXVII, Nr. 7, IULIE 1975

CUPRINS

(Număr consacrat împlinirii a zece ani de activitate a Institutului de cercetări și proiectări pentru echipamente hidroenergetice-I.C.P.E.H.)

ECHIPAMENTE HIDROENERGETICE

BITANG, AL., COSTE, FL., MATEIAȘ, N :	**Fabricația de echipamente hidroenergetice în Republica Socialistă România.**	298
LUPȘIASCA, C., VOIA, I :	**Aspecte privind concepția și realizarea turbinelor hidraulice de tip Francis în R. S. România.**	309
BRETAN, D., GEORGESCU. A :	**Turbine hidraulice de tip Kaplan realizate în R. S. România.**	314
BRETAN, D., ILLYES, FR., VOIA, I., CSONTI, M :		
MANDL, K., MARTON, N., AVRAM, V., VOIA, I :	**Cercetări privind starea de solicitare la subansamblurile turbinelor hidraulice și instalațiilor aferente acestora.**	320
ONEA, D :	**Sisteme de reglaj automat a turației pentru turbinele hidraulice fabricate în R. S. România.**	326
BREBENARIU RODICA, SMOCZER, I., TAKACS, E :	**Instalații de vane de secțiune circulară proiectate la I.C.P.E.H-Reșița.**	333
VIDRAȘCU, VL., CAMPIAN, V. C., BALOGH, E :	**Despre eforturile ce apar pe paletele aparatelor directoare.**	344
BALOGH, E., POPĂȚ, I., KRIEGER, FR :	**Contribuții la calculul și proiectarea stavilelor segment și ale clapetelor destinate barajelor.**	348
COSTE, FL., ANGHEL, A., FERNENGEL, D :	**Distribuitoare cu nervură interioară pentru centralele hidroelectrice de mare cădere și putere din R.S. România.**	353
CUCOȘ, T., VELCIOV MONICA :	**Analiza critică a soluțiilor constructive aplicate în proiectarea hidrogeneratoarelor la I.C.P.E.H.-Reșița și evoluția acestora în scopul creșterii fiabilității și îmbunătățirii indicilor lor tehnico-economici.**	357

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor rubrică: RODICA MOLDOVEANU

SUMAR

CZ ; 621.311.21 (R)

Bitang, Al., Coste Fl., Mateiaş, N. : **Fabricaţia de echipamente hidroenergetice în Republica Socialistă România.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 7, p. 298

CZ ; 621.24 (R)

Lupşiasca, G., Voia, I. : **Aspecte privind concepţia şi realizarea turbinelor hidraulice de tip Francis în R. S. România.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 7, p. 309

CZ ; 621.24 (R)

Bretan, D., Georgescu, A. : **Turbine hidraulice de tip Kaplan realizate în R. S. România.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 7, p. 314

CZ ; 621.24

Mandl, K., Marton, N., Avram, V., Voia, I. : **Cercetări privind starea de solicitare la subansamblurile turbinelor hidraulice şi instalaţiilor aferente acestora.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 7, p. 320

CZ ; 621.24 ; 621.3.078

Onea, D. **Sisteme de reglaj automat a turaţiei pentru turbinele hidraulice fabricate în R. S. România.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 7, p. 326

CZ ; 621.646

Brebenariu, Rodica, Smoczer, I., Takacs, R. : **Instalaţii de vane de secţiune circulară proiectate la Institutul de cercetări şi proiectări pentru echipamente hidroenergetice (ICPEH)—Reşiţa.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 7, p. 333

CZ ; 621—22

Vidraşcu, Vl., Campian, V. C. : **Despre eforturile ce apar pe paletele aparatelor directoare.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 7, p. 344

CZ ; 627.43 ; 621 ; 646 ; 628.832 ; 627.8

Balogh, E. Popăţ, I., Krieger, Fr. : **Contribuţii la calculul şi proiectarea stavilelor segment şi al clapetelor destinate barajelor**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 7, p. 348

CZ ; 621.311.21 ; 621—31 (R)

Coste, F., Anghel A., Fernengel, D. : **Distribuitoare cu nervură interioară pentru centralele hidroelectrice de mare cădere şi putere din R. S. România.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 7, p. 353

CZ ; 621.373.4 ; 532

Cucoş, Z., Velciov, Monica : **Analiza critică a soluţiilor constructive aplicate în proiectarea hidrogeneratoarelor la I.C.P.E.H.-Reşiţa şi evoluţia acestora în scopul creşterii fiabilităţii şi îmbunătăţirii indicilor lor tehnico-economici.**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 7, p. 357

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele din Republica Socialistă România. Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini grele, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30. ; sau 50.40.90 şi 50.50.25/interior 253. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, Sector 5, pentru revista ,,Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8.
Tiparul : Întreprinderea poligrafică ,,Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 245

Taxele poştale plătite în numerar pentru anul 1975, *conform aprobării C.P.T. nr.* 137/6332/1974.

41.042

CONTENTS

DC ; 621.311.21 (R)

Bitang, Al. Coste, Fl., Mateiaș, N. : **Manufacturing of hydropower equipments in the S. R. of Romania.**

Construcțía de mașini, 27 (1975), nr. 7, p. 298

DC ; 621,24 (R)

Lupșiasca C., Voia, I. : **Aspects concerning the design and construction of Francis type hydraulic turbines in the S. R. of Romania.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 7, p. 309

DC ; 621.24 (R)

Bretan D., Georgescu A. : **Kaplan ypehydraulict turbines built in the S. R. of Romania**

Construcțía de mașini, 27 (1975), nr. 7, p. 314

DC ; 621,24

Mandl K., Marton N., Avram V., Voia I. : **Researches regarding the stress state in hydraulic turbines subassemblies and in the plants concerned.**

Construcția de mașini, 27 (1975) no. 7, p. 320

DC ; 621.24 ; 621.3.078

Onea D. : **Automatical speed regulating systems for hydraulic turbines built in the S. R. of Romania.**

Construcția de mașini, 27 (1975) nr. 7, p. 326

DC ; 621.646

Brebenariu Rodica, Smoczer I., Takacs R. : **Circular section valves plants designed at the Reșița Reseacrch and design Institute for hydropower equipments-ICPEHR.**

Construcția de mașini, 27 (1975), no. 7, p. 333

DC ; 621—22

Vidrașcu Vl., Campian V. C. **On the strains appearing on the blades of guiding devices.**

Construcția de mașini, 27 (1975), no. 7, p. 344

DC ; 627,43 ; 621.646 ; 628.832 ; 627.8

Balogh, E., Popăț, I., Krieger, Fr. : **Contributions to the calculus and design of radial gates and valves destined for dams.**

Construcția de mașini, 27 (1975), no. 7, p. 348

DC ; 621.311.21 ; 621—31 (R)

Coste, Fl., Anghel, A., Fernengel, D : **Spreaders with inner ribs for high head and output hydropower stations of the S. R. of Romania.**

Construcția de mașini, 27 (1975), no. 7, p. 353

DC ; 621.373.4 ; 532

Cucoș, T., Velciov Monica : **Critical analysis of the building solutions applied in hydrogenerators design at the Reșița Research and design Institute for hydropower equipments (ICPEH)-Reșița and their evolution with the view of increasing the reliability and improving the technical and economical characteristics of hydrogenerators.**

Construcțía de mașini, 27 (1795), no. 7, p. 357

SOMMAIRE

CD ; 621.311.21 (R)

Bitang, Al., Coste. Fl., Mateiaș, N. : **La construction d'équipements hydroénergétiques en Roumanie**

Construcția de mașini, 27 (1975), no. 7, p. 298

CD ; 621.24 (R)

Lupșiasca, C., Voia, I. : **Quelques aspects de la conception et de la réalisation en Roumanie des turbines hydrauliques Francis.**

Construcția de mașini (1975), no. 7, p. 309

CD ; 621.24 (R)

Bretan, D., Georgescu, A. : **Des turbines hydrauliques Kaplan réalisées en Roumanie.**

Construcția de mașini 27 (1975), no. 7, p. 314

CD ; 621.24

Mandl, K., Marton, N., Avram, V., Voia, I. : **Recherches sur l'état de sollicitation de divers éléments des turbines hydrauliques et d'autres installations afférentes.**

Construcția de mașini 27 (1975), no. 7, p. 320

CD ; 621.24 ; 621.3.078

Onea, D. : **Systèmes de réglaje automatique du nombre de tours des turbines hydrauliques construites en Roumanie.**

Construcția de mașini 27 (1975), no. 7, p. 326

CD ; 621.646

Brebenariu Rodica, Smoczer, I., Takacs, R. : **Elaboration des projets d'installations de vannes circulaires à l'Institut de recherches et projets d'équipements hydroénérgétiques (ICPEH) de Reșița.**

Construcția de mașini, 27 (1975), no. 7, p. 333

CD ; 621—22

Vidrașcu, Vl., Campian, V. C. : **Des efforts nés sur les palettes des appareils de guidage.**

Construcția de mașini 27 (1975), no. 7, p. 344

CD ; 627.43 ; 621, 646 ; 628.832 ; 627.8

Balogh, E., Popăț, I., Krieger, Fr : **Contributions au calcul et à l'élaboration de projets des vannes-segment et des clapets pour les barrages.**

Construcția de mașini 27 (1975), no. 7. p. 348

CD ; 621.311.21 ; 621 — 31 (R)

Coste, Fl., Anghel, A., Fernengel, D : **Distributeur à nervure intérieure pour les centrales hydroélectriques de grande chute et de grande puissance électrique.**

Construcția de mașini, 27 (1975), no. 7, p. 353

CD; 621.373.4 ; 532

Cucoș, T., Velciov Monica : **Analyse critique des sollutions constructives appliquées dans l'élaboration de projets de hydrogénératrices, effectuée à l'Institut de recherches et projets d'équipements hydroénergétiques (ICPEH) de Reșița et leur évolution pour la croissance de la fiabilité et le perfectionnement de leurs indices techniques et économiques.**

Construcția de mașini, 27 (1975). no. 7, p. 357

INHALTSVERZEICHNIS

DK ; 621.311.21 (R)

Bitang, Al., Coste, Fl., Mateiaş, N. : **Fabrikation von Wasserkraftausrüstungen in der S. R. Rumänien.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), Nr. 7, S. 298

DK ; 621.24 (R)

Lupşiasca C., Voia I. : **Ansichte betreffs der Bauart und Durchführung von Franciswasserturbinen in der S. R. Rumänien**

Construcţía de maşini, 27 (1975), Nr. 7. S. 309

DK ; 621.24 (R)

Bretan D., Georgescu A. : **In der S. R. Rumänien gebauten Kaplan — Wasserturbinen.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), Nr. 7, S. 314

DK ; 621.24

Mandl K., Marton N., Avram V., Voia I. : **Forschungen betreffs der Beanspruchungslage bei den Wassertubineeinheiten und diesbezüglichen Einrirchtungen.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), Nr. 7, S. 320

DK ; 621.24 ; 621.3.078

Onea D. : **Systeme der automatischen Drehzahlregelung für die in der S. R. Rumänien gebauten Wasserturbinen.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), Nr. 7, S. 326

DK ; 621.646

Brebenariu Rodica, Smoczer I., Takacs R. : **Von dem Reşiţa-er Forschungs- und Entwurfsinstitut für Wasserkraftanlagen (ICPEHR) entworfene kreisquerschnittliche Verschlusseinrichtungen.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), Nr. 7, S. 333

DK ; 621—22

Vidraşcu Vl., Campian V. C. : **Uber den auf den Leitgerätschaufel eintretenden Spannkräften.**

Construcţia de maşini, 27 (1975) Nr. 7, S. 344

DK ; 627.43 ; 621.646 ; 628 ; 627,8

Balogh, E., Popăţ, I., Krieger, Fr : **Beiträge zum Ermittlunund zum Entwurf der für den Sperrdämmen bestimmten Segmentwehre und Kläppe.**

Construcţia de maşini 27 (1975) Nr. 7, S. 348

DK ; 621.311.21 ; 621—32 (R)

Coste, Fl., Anghel, A., Fernengel, D. : **Führungsrad mit Innenrippe für die Hochleistungswasserkraftwerke hoher Fall aus der S. R. Rumänien.**

Construcţia de maşini 27 1975), Nr. 7, S. 353

DK ; 621.373.4 ; 532

Cucoş T., Velciov Monica : **Kritische Analyse der bei dem Entwurf von Wasserkraftgeneratoren in dem Reşiţa-er Forschungs- und Entawurfs Institut für Wasserkraftanlagen (ICPEH) angewandten Baulösungen und deren Evolution zweeks förderung der Zuverlässigkeit und Verbesserung der technisch-wirtschaftlichen Kennzahlen der Wassergeneratoren.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 7, S. 357

СОДЕРЖАНИЕ

ДК: 621.311.21 (R)

Битанг, Ал., Костэ, Фл. Матеяш, Н.: **Производство гидроэлектрического оборудования в С. Р. Румыний.**

Construcţía de maşini, 27 (1975), nr. 7, p. 298

ДК: 621.24 (R)

Лупшяска, К., Воя, И.: **Наружности в связи с представлением и выполненниенм гидравлических турбин типа Френчис в С. Р. Румыний**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 7, p. 309

ДК: 621.24 (R)

Бретан, Д., Георгеску, А.: **Гидравлические турбины типа Каплан выполнявшие в С. Р. Румыний.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 7, p. 314

ДК: 621.24

Мэндл, К., Мартон, Н., Аврам, В., Воя, И.: **Исследования в связи с состоянием усилия на подансамбля гидравлических турбин и установки причитающийся этим.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 7, p. 320

ДК: 621.24 ; 621.3.078

Онеа, Д. **Системы автоматической регулировки вращения для гидравлических турбин изготовлены в С. Р. Румынии.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 7, p. 326

ДК: 621.646

Бребенарию, Р., Смочер, И., Такач, Р.: **Установки затворов с круговым сечением проектировавшие на Институте Исследования и проектирования для гидроэнергетических оборудованией (И.К.П.Е.Х.) Решица.**

Construcţia de maşini, 27 (1975). nr. 7, p. 333

ДК: 621—22

Видрашку, Вл., Кампиян, В. К.: **Об усилиях появлявшие на лопатках аппаратов директрисы.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 7, p. 344

ДК: 627.43 ; 621.646 ; 628.832 ; 627.8

Балог, Е., Попэц., И., Кригэр, Фр.,: **Вклады на расчёте и проектирование запруд сегмент и клапанов предназначенные плотин.**

Construcţia de maşini 27 (1975), no. 7, p. 348

ДК: 621.311.21 ; 621—31 (R)

Косте, Ф., Ангел., А., Ференгэл., Д.: **Распределители с внутренной стрелке для гидраоэлектрических станцией большого подения и силы, в С. Р. Румыний**

Construcţia de maşini, 27 (1975) nr. 7, p. 353

ДК: 621.373,4 ; 532

Кукош, Т., Вельчиов М.: **Критическиое исследование решения прикладных в проектирование на Институте исследования и проектирования для гидроэнергетических оборудованией (И. К. П. Е.Х.) Решица — и развитие их с целью повышения фиабилитета и улучшения технических — економических показателей.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 7, p. 357

Cuvînt înainte

Recentele hotărîri ale Congresului al XI-lea al Partidului Comunist Român cu privire la valorificarea potenţialului hidroenergetic al ţării în cincinalul viitor deschid largi perspective de activitate şi în acelaşi timp ridică importante probleme în realizarea echipamentelor hidroenergetice de către industria noastră.

Punerea în funcţiune în această perioadă a circa 1700 MW în centrale hidroelectrice implică concepţia şi fabricaţia de către industria constructoare de maşini grele a circa 78 de hidroagregate şi aproximativ 96 000 de tone de echipamente hidromecanice (vane, stavile, batardouri, porţi ecluze etc.), care vor echipa cele 47 de centrale ce urmează a se construi între anii 1976 şi 1980.

Bogăţia formelor de relief existente în ţara noastră, determinînd o gamă largă a parametrilor de bază ai amenajărilor hidroenergetice, reclamă o mare varietate de tipodimensiuni de echipamente hidroenergetice.

Realizarea celor 78 de hidroagregate grupate în 36 de tipodimensiuni diferite şi a celor aproximativ 96 000 de tone de echipamente hidromecanice de o mare diversitate de tipuri şi dimensiuni, dintre care unele se realizează pentru prima oară în ţara noastră, iar altele constituie realizări de vîrf ale industriei de specialitate pe plan mondial, presupune o importantă muncă de cercetare şi proiectare menită să asigure acestora performanţe la nivelul tehnicii actuale.

Amenajarea în continuare a potenţialului hidroenergetic al Dunării prin realizarea Sistemului hidroenergetic şi de navigaţie Porţile de Fier II, a Sistemului hidrotehnic Turnu Măgurele-Nicopole şi a canalului Dunărea-Marea Neagră, va necesita concepţia şi fabricaţia unui important volum de echipamente hidromecanice de înalte performanţe tehnice. Importante amenajări vor fi realizate şi pe rîurile interioare Olt, Sebeş, Siret, Lotru-aval, Cerna. În acest context, alături de uzinele furnizoare de echipamente hidroenergetice, activitatea Institutului de cercetări şi proiectări pentru echipamente hidroenergetice din Reşiţa cu filiala sa Centrul de cercetări şi proiectări pentru echipamente hidromecanice din Timişoara, care în cursul acestui an împlinesc zece ani de existenţă, capătă noi dimensiuni.

Experienţa cîştigată de colectivele de specialitate în cei zece ani de activitate, susţinută de o bogată activitate de cercetare în laboratoarele institutului şi de o largă colaborare cu catedrele de specialitate de la institutele politehnice din Timişoara şi din Bucureşti, va trebui să asigure realizarea deplină a sarcinilor trasate de Congresul al XI-lea cu privire la utilizarea potenţialului hidroenergetic al ţării.

Acest număr al revistei „Construcţia de Maşini” a fost consacrat aniversării a zece ani de activitate a Institutului de cercetări şi proiectări de echipamente hidroenergetice şi evidenţiază o serie de preocupări ale specialiştilor noştri în domeniul valorificării superioare ale resurselor energetice din ţara noastră.

Ing. Nicu **MATEIAŞ**
DIRECTOR ICPEH

◆

CZ: 622.311.21(R)

Fabricaţia de echipamente hidroenergetice în Republica Socialistă România

Ing. Al. **BITANG** – director Întreprinderea de construcţii de maşini – Reşiţa
Ing. Al. **COSTE** – director adjunct tehnic ICPEHR – CCPEH-Timişoara
Ing. N. **MATEIAŞ** – director ICPEH-Reşiţa

Una dintre bogăţiile cu care natura a înzestrat teritoriul României o constituie fără îndoială apele curgătoare.

Aşezată într-o zonă în care precipitaţiile medii anuale însumează circa 780 mm H_2O, România este brăzdată pe întreg cuprinsul ei de nenumărate cursuri de apă însumînd o lungime de peste 20 000 km, al căror potenţial hidroenergetic tehnic amenajabil (incluzînd şi cota-parte corespunzătoare teritoriului României din potenţialul hidroenergetic tehnic amenajabil al Dunării) este estimat la 36 TWh/an. Conform studiilor de amenajare efectuate, punerea în valoare a acestui potenţial hidroenergetic este posibilă prin realizarea a circa 600 de hidrocentrale de o mare diversitate de puteri şi căderi (de la microcentrale la giganţi hidroenergetici de genul sistemului hidroenergetic şi de navigaţie Porţile de Fier) cu o putere instalată însumînd circa 20 000 MW.

Existenţa pe teritoriul României a unor bogate zăcăminte de petrol şi cărbune a făcut ca producţia de energie electrică să se bazeze în trecut în special şi în primul rînd pe punerea în valoare a acestor combustibili, în urma acestui fapt potenţialul hidroenergetic tehnic amenajabil fiind în anul 1960 numai de o putere instalată de circa 100 MW în centrale hidroelectrice de mică putere. Dar dezvoltarea impetuoasă a societăţii socialiste în ţara noastră, diversificarea bazei tehnico-materiale pe toate planurile de activitate industrială şi socială, nu puteau fi posibile însă fără utilizarea raţională şi a acestei bogăţii, astfel încît în perioada 1960–1973 puterea instalată în centrale hidroelectrice a crescut de la 100 MW la 3250 MW, în prezent fiind în diferite faze de realizare centrale cu o putere instalată de 1100 MW şi în curs de proiectare centrale cu o putere instalată de circa 2000 MW. Realizarea acestui vast program de punere în valoare a potenţialului hidroenergetic naţional, urmărind în acelaşi timp şi folosirea complexă a apelor (irigaţii, desecări, alimentări cu apă, atenuarea viiturilor etc) a impus crearea unei puternice baze tehnico-materiale de concepţie şi fabricaţie a echipamentelor hidroenergetice. Înaintea acestei ample acţiuni organizate merită menţionată activitatea unui nucleu de ingineri şi cadre didactice de la Întreprinderea de construcţii de maşini Reşiţa şi Institutul politehnic din Timişoara, căruia i se datoresc primele realizări în domeniul proiectării şi fabricaţiei echipamentelor hidroenergetice în România, destinate unor mici hidrocentrale cu puteri de pînă la 10 MW (centralele hidroelectrice Crăinicel, Tg. Mureş, Aştileu şi altele). Aceste modeste realizări de început şi existenţa unei vechi tradiţii în domeniul construcţiilor de maşini au condus la crearea şi dezvoltarea la Reşiţa şi Timişoara a unei puternice baze tehnico-materiale de concepţie şi fabricaţie.

Dezvoltînd colectivele de concepţie în specialitatea echipamente hidroenergetice din cadrul Întreprinderii de construcţii de maşini Reşiţa, a fost creat ,,Institutul de cercetare şi proiectare de echipamente hidroenergetice din Reşiţa" cu o filială în oraşul Timişoara.

Pentru asigurarea fabricaţiei de echipamente hidroenergetice în conformitate cu planul de valorificare al potenţialului hidroenergetic şi la nivelul performanţelor atinse pe plan mondial, a fost construită la Reşiţa, în cadrul Intreprinderii de construcţii de maşini, fabrica de hidroagregate ; la Bucureşti în cadrul Întreprinderii de maşini grele au fost create sectoare specializate în forjarea şi turnarea pieselor de performanţă necesare acestei fabricaţii ; la Bocşa şi Caransebeş, în cadrul întreprinderilor de construcţii metalice au fost organizate sectoare pentru realizarea construcţiilor metalice autoportante ale vanelor, stavilelor porţilor de ecluze etc., iar la Sibiu în cadrul Întreprinderii ,,Independenţa" a fost organizat un sector specializat în execuţia de distribuitoare, colectoare şi conducte forţate. Aceste unităţi care formează în principal baza tehnico-materială de realizare a echipamentelor hidroenergetice în România sînt dotate din punct de vedere al posibilităţilor tehnologice la nivelul celor mai mari unităţi similare cunoscute.

Institutul de cercetare şi proiectare de echipamente hidroenergetice din Reşiţa cu filiala la Timişoara, este organizat şi dotat astfel încît să poată asigura cercetarea şi proiectarea pentru:

— istalaţii de turbine hidraulice de toate tipurile (Pelton, Francis, Kaplan) ;

— instalaţii de hidrogeneratoare în gama de puteri şi turaţii în care se realizează instalaţiile de turbine ;

— grupuri de pompare (pompe + motoare electrice) pentru centrale de acumulare prin pompaj ;

— echipamente hidromecanice (vane, stavile, batardouri, porţi, ecluze, grătare, maşini de curăţat grătare, distribuitoare, colectoare etc.) de toate tipurile împreună cu sistemele de acţionare şi automatizare aferente.

Pentru asigurarea concepţiei echipamentelor hidroenergetice la nivelul tehnicii actuale, institutul (fig. 1) este dotat cu bază tehnico-materială de cercetare în continuă dezvoltare în care se desfăşoară o intensă activitate de cercetare proprie sau în colaborare cu laboratoarele de specialitate ale institutelor politehnice din Timişoara şi cu laboratorul de cercetări hidrotehnice ale Institutului de studii şi proiectări hidroenergetice din Bucureşti.

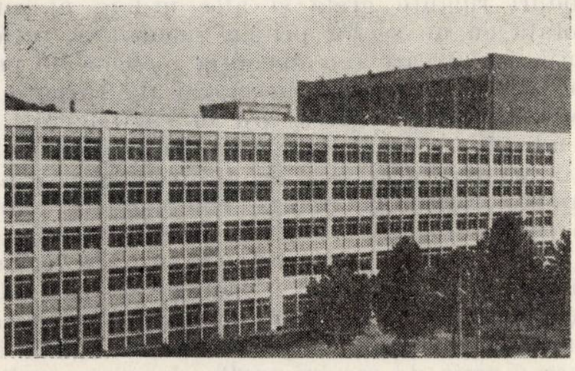


Fig. 1. Institutul de cercetări şi proiectări pentru echipamente hidroenergetice Reşiţa.

În laboratoarele institutului activitatea de cercetare este axată în principal pe :

— realizarea de modele de turbine hidraulice, pompe şi maşini reversibile ;

— stabilirea profilului optim al distribuitoarelor şi colectoarelor ;

— stabilirea profilului optim şi determinarea solicitărilor hidraulice pentru organe de obturare ;

— încercări tensometrice pe modele în vederea dimensionării optime ;

— încercări tensometrice la scară industrială în vederea determinării solicitărilor reale şi verificării ipotezelor de calcul ;

— încercări pe modele la scară naturală de ansambluri mecanice importante (lagăre, etanşări, labirinţi, sisteme de frînare hidraulică, elemente hidraulice de acţionare etc.) ;

— studii şi cercetări privind optimizarea funcţionării hidroagregatelor şi echipamentelor hidromecanice la scară naturală ;

— cercetări în domeniul izolaţiei hidrogeneratoarelor şi motoarelor electrice mari ;

— cercetări în domeniul reducerii zgomotului hidrogeneratoarelor şi motoarelor electrice mari.

În acest sens institutul este dotat cu laboratoare, standuri şi aparatură corespunzătoare activităţii de cercetare în aceste domenii.

Printre cele mai importante instalaţii de cercetare din dotarea institutului, legat prin specificul său de subiectul acestei expuneri, merită a fi evidenţiat standul de încercări energetice şi cavitaţionale de modele de turbine hidraulice (fig. 2). Acest stand a fost conceput pentru încercarea de modele complete selecţionate pe standuri de selecţie, în vederea determinării cît mai precise a caracteristicilor energetice şi cavitaţionale şi pentru încercări de garanţie pe modele, nivelul de precizie al măsurătorilor plasîndu-se spre limitele minime ale erorilor prevăzute de codul C.E.I.

Standul este de tipul universal în circuit închis şi se compune în principal din :

— staţia de pompare formată din două pompe centrifugale cu turaţie variabilă, putînd fi cuplat în serie sau în paralel în funcţie de debitul şi căderea necesitate de modelul supus testării ;

— reabsorbitorul, compus dintr-un circuit hidraulic ⌀1,200 × 44 m, dimensionat în vederea menţinerii unei calităţi corespunzătoare a apei (conţinutul de aer în timpul încercărilor cavitaţionale) ;

— rezervoarele amonte şi aval, avînd rolul de realizare a unor condiţii de presiune şi temperatură la intrarea şi ieşirea din turbina model ;

— circuitul conductelor de legătură ;

— generatorul frînă şi balanţă pentru măsurarea puterii debitate de turbina model ;

— aparatura de măsură, control şi reglare automată a parametrilor măsuraţi pe stand.

Parametrii principali ai standului sînt următorii :

— Diametrul rotorului model	400—600 mm
— Domeniul debitelor de încercare	200—2600 ltr/sec.
— Domeniul căderilor de încercare	6—100 m
— Domeniul de variaţie a înălţimilor de aspiraţie	+7—+20 m
— Puterea maximă a generatorului frînă	600 kW
— Domeniul de variaţie a turaţiei turbinelor model	200—3500 rot/min

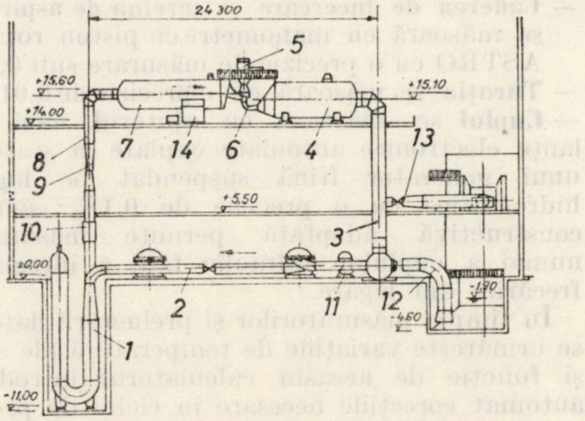


Fig. 2. Stand de încercări energetice şi cavitaţionale de modele de tensiune hidraulice

1 — Reabsorbitor ; 2 — Staţia de pompare 3 — Coloana de aspiraţie ; 4 — Rezervor aval ; 5 — Generator frînă şi balanţă ; 6 — Model ; 7 — Rezervor amonte ; 8 — Coloana de refulare ; 9 — Venturimetru ; 10 — Debitmetru magnetic ; 11 — Rezervor tampon ; 12 — Circuit aspiraţie etalonare ; 13 — Circuit refulare etalonare

În vederea asigurării unui proces tehnologic de încercare cît mai rapid şi a unor precizii de măsură cît mai ridicate, standul este dotat cu instalaţii de reglare automată a parametrilor măsuraţi şi de înregistrare şi prelucrare automată după program de calculator a datelor (fig. 3).

Pentru toţi parametrii măsuraţi aparatura înregistrează un număr de zece la douăzeci de valori momentane, introduce în calculator valorile medii realizate într-un interval de timp prescris, iar calculatorul prelucrează aceste valori şi prezintă rezultatele sub formă de valori caracteristice.

Aparatura de înaltă precizie cu care este dotat standul permite determinarea parametrilor măsuraţi astfel :

— **Debitul** se măsoară simultan cu tub Venturi şi debitmetru cu flux magnetic (Verifux Kent) ; pentru etalonarea şi verificarea în timp a acestora, laboratorul este dotat cu o instalaţie de tarare dimensionată în vederea asigurării unei precizii ridicate.

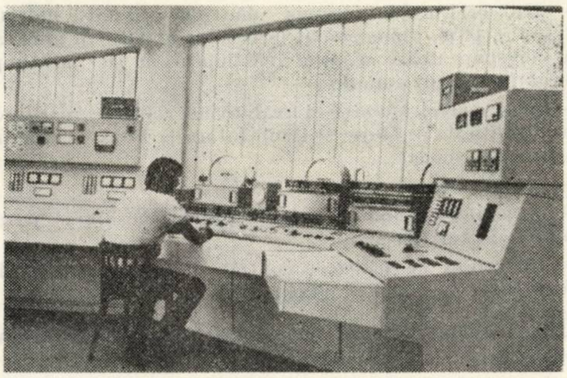


Fig. 3. Pupitru de comandă stand.

— **Precizia de măsurare a debitelor pe stand:** 0,2%

— **Căderea de încercare şi sarcina de aspiraţie** se măsoară cu manometre cu piston rotativ ASTRO cu o precizie de măsurare sub 0,1%

— **Turaţia** se măsoară cu o precizie de 0,01% ;

— **Cuplul** se măsoară cu ajutorul unei balanţe electronice automate cuplate la statorul unui generator frînă suspendat pe lagăre hidrostatice cu o precizie de 0,1% ; soluţia constructivă adoptată permite măsurarea numai a cuplului hidraulic fără a înregistra frecările din lagăre.

În timpul măsurătorilor şi prelucrării datelor se urmăreşte variaţiile de temperatură ale apei şi funcţie de aceasta calculatorul introduce automat corecţiile necesare în ciclul de prelucrare a datelor. Toate aceste performanţe asigură la determinarea randamentelor o precizie a staţiei de încercare de 0,3%. Din punct de vedere al preciziei soluţiilor constructive, al sistemelor de reglare-înregistrare şi prelucrare automată a parametrilor, standul se situează la nivelul celor mai remarcabile realizări în acest domeniu.

Principala bază de fabricaţie a echipamentelor hidroenergetice în România este Întreprinderea de construcţii de maşini din Reşiţa, instituţie cu vechi tradiţii în domeniul construcţiilor de maşini, care a împlinit în urmă cu doi ani **două sute de ani de existenţă**. Reconstruită integral după cel de-al doilea război mondial, valorifică bogata experienţă cîştigată în decursul vremii în condiţiile unei dotări la nivelul tehnicii actuale.

Avînd în profilul de fabricaţie alături de echipamentele hidroenergetice, motoare diesel de tracţiune feroviară şi propulsie navală, material de rulare (boghiuri), echipament termoenergetic, compresoare, motoare electrice mari, poduri rulante grele şi alte utilaje unicate, dotată cu un sector primar (modelării, turnătorii, forje) care (cu excepţia pieselor de performanţă) îi asigură necesarul de turnate şi forjate, întreprinderea are în componenţa sa o fabrică cu specific de utilaj greu special utilată pentru fabricaţia de hidroagregate şi ansambluri specifice pentru echipamente hidromecanice (fig. 4).

Hala principală avînd deschiderea de 25,5 m, înălţimea de 22 m pînă la calea de rulare a celor două poduri rulante grele de cîte 125 tone fiecare şi suprafaţa utilă de 10 000 m^2, are în dotare o serie de maşini-unelte de mare performanţă printre care amintim :

— două strunguri carusel (unul de tip portal şi unul coloană) capabile să execute prelucrări pînă la 22 m pe diametru, la piese cu înălţime pînă la 5 m şi greutate pînă la 200 de tone ; în cazul pieselor cu diametre mai mari de 16,0 m, greutatea pieselor poate depăşi 200 de tone la strungul cu coloană ;

— strung longitudinal avînd diametrul plan a şaibei de 3150 şi distanţa între vîrfuri de 18 m, capabil să prelucreze piese cu greutatea pînă la 90 de tone ;

— strung universal cu posibilităţi de prelucrare pînă la 6,5 m înălţime şi 18 m lungime, dotat cu masă rotativă de ∅ 4000 prevăzută cu cap divizor putînd suporta piese cu greutate pînă la 200 de tone ;

— maşină de găurit şi honuit cilindri de servomotori la 800 mm diametru şi lungimi pînă la 9500 mm ;

— strung longitudinal special pentru prelucrarea tijelor de servomotoare hidraulice de lungimi pînă .la 22 m ;

— instalaţia specială de cromare continuă a tijelor de servomotoare hidraulice de aceeaşi lungime ;

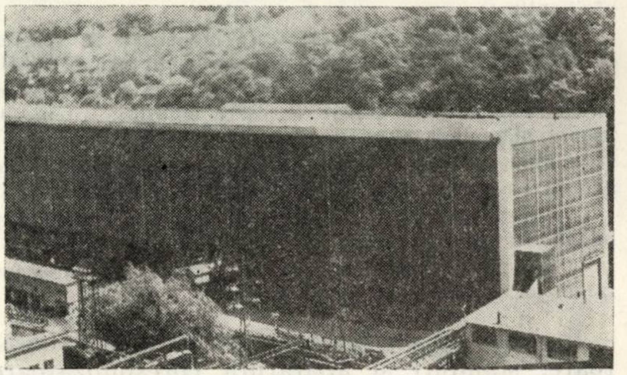


Fig. 4. Fabrica de utilaj greu pentru construcţia de hidroagregate şi ansambluri de echipamente hidromecanice din Reşiţa.

— maşină de copiat tridimensională pentru prelucrarea prin copiere a paletelor de turbine Kaplan cu diametrul rotorului pînă la 10,5 m şi greutatea unei palete pînă la 30 de tone ;

— maşină de îndoit cupru pe muchie pentru bobinele polare ale hidrogeneratoarelor avînd posibilitatea de execuţie de bobine cu gabarit de pînă la 4000 × 1100 × 400 mm ;

— instalaţia de impregnare pentru bobinele statorice ale maşinilor electrice de înaltă tensiune ;

— presă de stanţat şi îndoit tole de 2000 de tone precum şi alte maşini şi instalaţii specifice fabricaţiei de echipamente hidroenergetice.

Pentru asigurarea semifabricatelor de performanţe deosebite (butuci şi palete de rotoare Kaplan, arbori de turbine şi hidrogeneratoare, tije de servomotoare etc), în cadrul Întreprinderii de maşini grele din Bucureşti a fost creat un sector primar dotat cu cuptoare electrice putînd asigura turnarea de piese grele care necesită pînă la 160 de tone de oţel lichid carbon sau aliat, o piesă de 6 000 de tone de forjare şi cuptoare de tratamente termice corespunzătoare. Construcţiile metalice aferente echipamentelor hidromecanice sînt asigurate de întreprinderile de construcţii metalice situate în apropierea Reşiţei în oraşele Bocşa şi Caransebeş, iar distribuitoarele, colectoarele şi conductele forţate, de Întreprinderea ,,Independenţa" din Sibiu special dotată pentru acest gen de produse. Toate aceste unităţi provenind din vechi uzine reconstruite sau nou construite, dispun de o dotare corespunzătoare realizării de echipamente de performanţe la nivelul tehnicii actuale, din punct de vedere organizatoric făcînd parte din aceeaşi grupare cu specific de construcţii de maşini.

* * *

Dezvoltarea concepţiei şi fabricaţiei echipamentelor hidroenergetice din România s-a făcut în etape. Astfel, după realizările de început amintite s-a trecut la fabricaţia organizată a unui mare număr de hidrocentrale de joasă cădere echipate cu hidroagregate cu turbine Kaplan.

Realizări de acest gen sînt cascadele de hidrocentrale de pe rîurile Bistriţa, Argeş şi Olt pe care s-au pus în funcţiune pînă în prezent 19 hidrocentrale şi sînt în diferite faze de construcţie încă zece hidrocentrale. În vederea echipării acestor hidrocentrale au fost realizate nouă tipodimensiuni de hidroagregate cu turbine Kaplan verticale de puteri cuprinse între 4,4 şi 37 MW şi diametre de 2100 la 5400 mm.

La concepţia acestor hidroagregate s-a mers pe linia realizării unor soluţii constructive simple şi sigure în exploatare folosind pe scară largă ansambluri sudate. Din punct de vedere al soluţiilor constructive generale toate aceste hidroagregate sînt de tipul vertical cu cameră spirală din beton, camera turbine de tip rigid sau elastic căptuşită cu oţel inoxidabil, lagărele turbinei din cauciuc unse cu apă sau metalice cu atomizoare cu ulei, lagărul axial cu suport rigid sau elastic plasat pe capacul turbinei, în steaua inferioară (tip umbrelă) sau pe steaua superioară (tip suspendat), urmărind prin aceasta verificarea comparativă a celor mai remarcabile soluţii constructive cunoscute pe plan mondial.

Ca o realizare de vîrf în domeniul hidroagregatelor cu turbine Kaplan precum şi în domeniul echipamentelor hidromecanice de mari performanţe ale industriei constructoare de maşini din România, se remarcă echipamentele hidroenergetice executate pentru Sistemul hidroenergetic şi de navigaţie ,,Porţile de Fier". Realizarea acestei amenajări atestă capacitatea şi maturitatea tehnică nu numai a industriei constructoare de maşini ci şi a organizaţiilor de construcţii hidrotehnice şi montaj, sistemul ,,Porţile de Fier" înscriindu-se pe linia celor mai remarcabile realizări în acest domeniu pe plan mondial. Amplasat într-un minunat peisaj natural alături de valoroase vestigii ale civilizaţiei romane şi otomane, alături de alte remarcabile construcţii hidrotehnice şi hidroenergetice de pe Dunăre, acest sistem rămîne una din cele mai prestigioase realizări în domeniul hidroenergetic pe plan european şi mondial.

Din străvechi timpuri, Dunărea a fost cea mai importantă şi în acelaşi timp cea mai internaţională cale de navigaţie din Europa. În milenara sa istorie de rîu navigabil Dunărea în zona Golubac-Turnu Severin (zonă cunoscută sub denumirea ,,Porţile de Fier") a ridicat probleme deosebit de grele, atît din cauza defileului — pe alocuri deosebit de îngust, ajungînd pînă la 150 m lăţime şi adîncimi pînă la 50 m — cît şi din cauza stîncilor care în zona Sip şi Juţi, la debite mici, provocau uneori chiar oprirea navigaţiei. În decursul anilor, s-a încercat învingerea dificultăţilor de navigaţie din acest sector prin mijloace specifice epocii. Astfel, un vestigiu remarcabil rămas pînă azi din timpul dominaţiei romane atestă vizibil acest efort, prin înscripţie cunoscută sub denumirea de Tabula Traiana. Pe lîngă acest vestigiu trecea drumul tăiat în stîncă şi sprijinit pe console, pe care caii trăgeau spre amonte ambarcaţii de dimensiuni modeste.

Odată cu apariţia maşinii cu abur au apărut şi primele proiecte de îmbunătăţire a navigaţiei. Astfel, în zona Sip, pe malul drept al Dunării, a fost realizat un canal cu faţa liberă. Viteza mare a apei în canal a impus necesitatea unei tracţiuni suplimentare, realizate la început de un remorcher, iar din anul 1933 pînă la 15 august 1969 (intrarea în funcţiune a ecluzei româneşti de la Sistemul hidroenergetic ,,Porţile de Fier") de o locomotivă cu abur.

Rezolvarea navigaţiei în zona Porţile de Fier a fost posibilă numai prin construirea ecluzelor sistemului ,,Porţile de Fier-Djerdap".

Ecluzele acestui sistem sînt două, amplasate pe malurile Dunării, şi încadrează cele două centrale şi barajul. Ca nivel de performanţă ele se plasează în fruntea celor mai remarcabile realizări ale genului. Prin construirea acestor ecluze se asigură trecerea convoaielor de nave la o denivelare de 35,49 m, reducerea timpului de navigaţie pe această rută la 30 de ore faţă de 108 cîte era necesar anterior şi crearea unor condiţii pentru majorarea traficului pînă la 40 de milioane de tone anual faţă de maximum

14 milioane de tone anual realizate anterior, precum și posibilitatea de trecere a unor nave de 5 000 de tone în loc de 1 000 de tone cît era înainte. În figura 5 se prezintă ecluza și navigația prin ea.

Un sistem complex de echipamente hidromecanice și mecanisme asigură funcționarea automată a ecluzei, cu comenzi locale și de la distanță, permițînd trecerea vaselor, fie dinspre bieful aval spre lacul de acumulare, fie dinspre lacul de acumulare spre bieful aval. Trebuie menționat că pentru prima dată, o ecluză de asemenea dimensiuni are vanele și porțile integral acționate hidraulic.

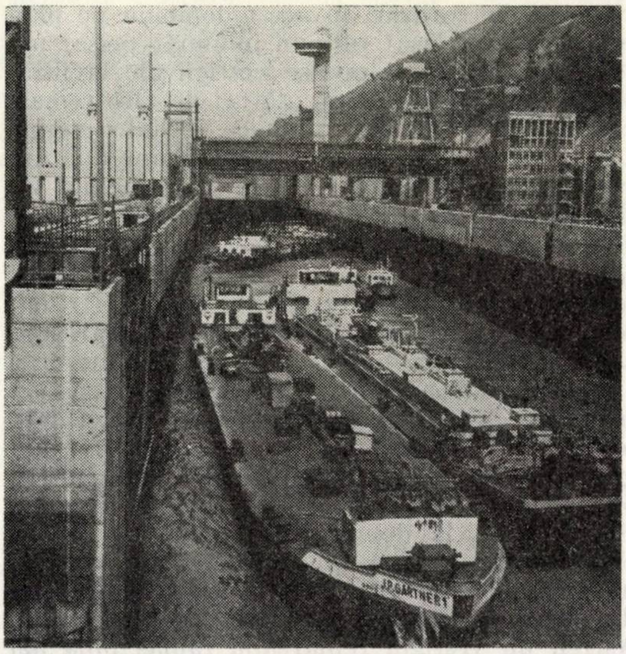


Fig. 5. Ecluza și navigația prin ecluza sistemului ,,Porțile de Fier''.

Din punct de vedere hidroenergetic Dunărea a constituit și mai constituie o preocupare deosebită pentru toate țările riverane, fiind pe cale de a fi transformată într-o uriașă cascadă de centrale hidroelectrice de la izvoare și pînă la vărsarea în mare. Cea mai remarcabilă dintre cele posibile de realizat pe Dunăre rămîne centrala hidroelectrică ,,Porțile de Fier — Djerdap'', cu o putere instalată de 2050 MW, producînd într-un an mediu hidrologic 10,5 miliarde kWh.

Punerea în valoare a potențialului hidroenergetic de la Porțile de Fier, a fost obiectul unor remarcabile și controversate studii, realizate de specialiștii români și străini în prima jumătate a secolului nostru, din care amintim proiectele propuse de specialiștii români ing. Grigoraș Vasilescu, prof. Dorin Pavel, prof. Constantin Dinculescu, ing. Ion Bucur, ing. Gheorghe Vladimirescu și proiectul cu turbine Francis propus de profesorul ungur Banki în anul 1918, proiectul propus de inginerul ceh Amurcek în 1921 etc.

Pe lîngă aceste studii sporadice, instituții specializate din România și Jugoslavia au efectuat studii minuțioase și complexe în zona Porțile de Fier, studii care au condus la stabilirea actualului amplasament și a parametrilor principali ai amenajării :

— Debitul instalat pentru ambele centrale	8700 m³/s
— Căderea maximă	35,49 m

Ca soluție generală de rezolvare s-a adoptat o soluție simetrică în raport cu axa Dunării, avînd cîte o ecluză și o centrală de fiecare parte și un baraj comun (fig. 6).

Punerea în valoare a imensei energii potențiale disponibile prin realizarea barajului de la Porțile de Fier se realizează în două centrale hidroelectrice identice echipate cu cîte șase hidroagregate cu turbine Kaplan de 178 MW (fig. 7).

Turbinele hidraulice care echipează cele două centrale ale sistemului hidroenergetic și de navigație ,,Porțile de Fier — Djerdap'' sînt de tipul Kaplan, verticale, în cameră spirală din beton și cu tub de aspirație curb. Ele au fost proiectate pentru realizarea următorilor parametri principali :

— Căderi :	
— maximă	35,49 m
— de calcul	27,16 m
— minimă	21,60 m
— Putere nominală	178,00 MW
— Turație nominală	71,40 rot/min
— Turație maximă de ambalare	180,00 rot/min
— Randament maxim	94 %
— Randament la puterea maximă	92,70 %
— Înălțimea maximă de aspirație	−8,00 m

Acești parametri plasează turbinele de tip Kaplan de la Porțile de Fier pe primul loc în lume din punctul de vedere al puterii și printre cele mai mari din punct de vedere al dimensiunilor.

Hidrogeneratoarele cuplate direct cu turbinele au următorii parametri principali :

— Puterea aparentă nominală	19000 KVA
— Tensiunea nominală	15750 V
— Factorul de putere	0,9
— Turația nominală	71,5 rot/min
— Turația de ambalare	180 rot/min
— Momentul de girație (GD^2)	82000 tm²

Hidroagregatele sînt prevăzute cu un înalt grad de automatizare, scheme de reglaj și automatizare permițînd :

— pornirea, sincronizarea și punerea în paralel a agregatului ;

— supravegherea echipamentului turbinei, în caz de funcționare necorespunzătoare a acestuia — semnalizarea preventivă — respectiv comanda de oprire a agregatului ;

— trecerea agregatului din regim de funcționare individuală în regim de funcționare în grup (agregatul fiind cuplat la rețea) ;

— trecerea agregatului din regim de generator în regim de compensator sincron ;

— trecerea agregatului pe comandă manuală ;
— oprirea normală a agregatului ;
— oprirea de avarie a agregatului ;
— impuls de oprire a agregatului la creșterea turației cu 1,6 m_0 și impuls de închidere a vanelor rapide de 1,75 m_0.

— contract special în regulator ;
— ventil de avarie — care scurtcircuitează regulatorul în caz de defecțiune ;
— vane cu închidere rapidă acționate hidraulic (fig. 8).

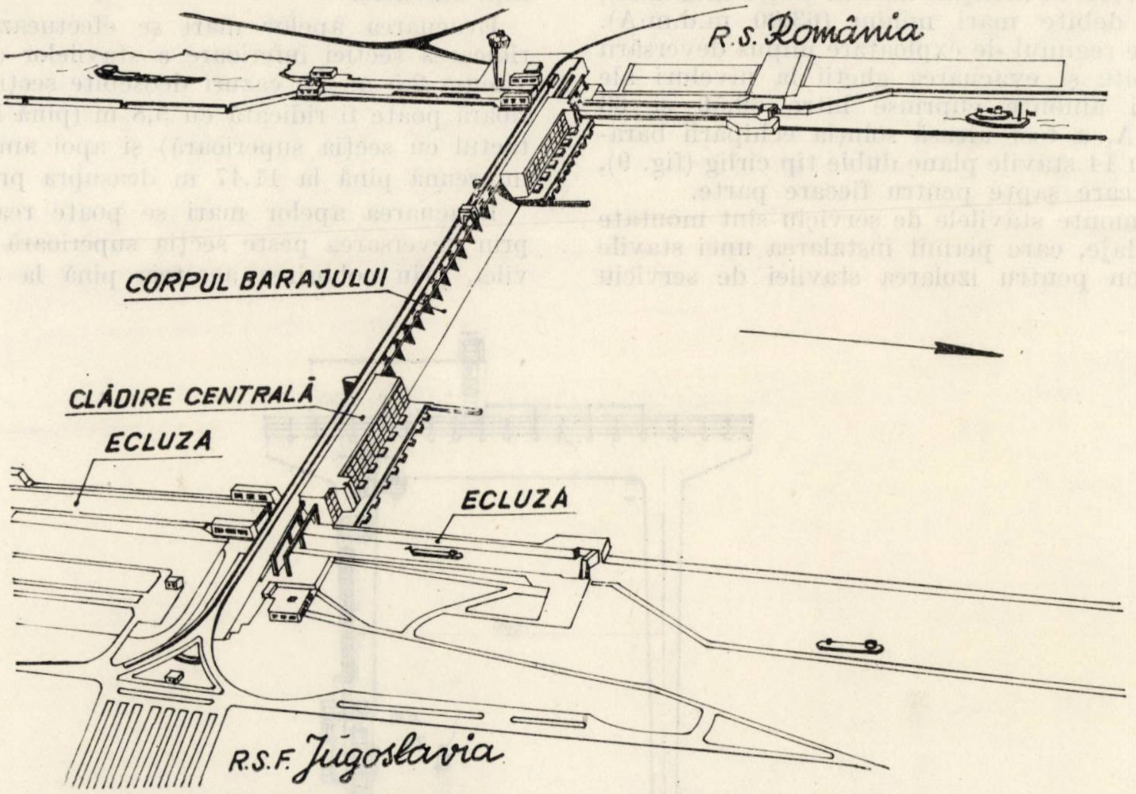


Fig. 6. Sistemul hidroenergetic și de navigație Porțile de Fier.

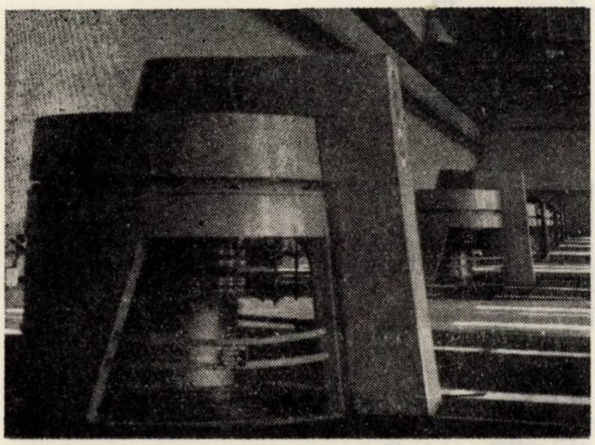


Fig. 7. Hidroagregate cu turbine Kaplan de 178 MW.

Alegerea soluțiilor hidroagregatului a avut în vedere realizarea unor performanțe remarcabile — lucru confirmat de parametrii citați mai sus și verificat pe hidroagregatele în funcțiune dar mai ales realizarea unei siguranțe maxime în exploatare.

Pe linia realizării unei siguranțe maxime în exploatare hidroagregatul a fost dotat cu trei sisteme de protecție împotriva funcționării în regim de ambalare :

Evacuarea în condiții de siguranță maximă a importantelor debite afluente pe Dunăre (Q_{max} 0,01 % = 21240 m³/s și Q_{max} 0,1 % = = 18880 m³/s față de Q_i = 8700 m³/s, debitul instalat în cele două centrale) cît și necesitatea de a menține un nivel constant în punctul de vărsare a rîului Nera în Dunăre (situat la 132 km în amonte de centrală) au condus la dimensionarea și automatizarea și alegerea so-

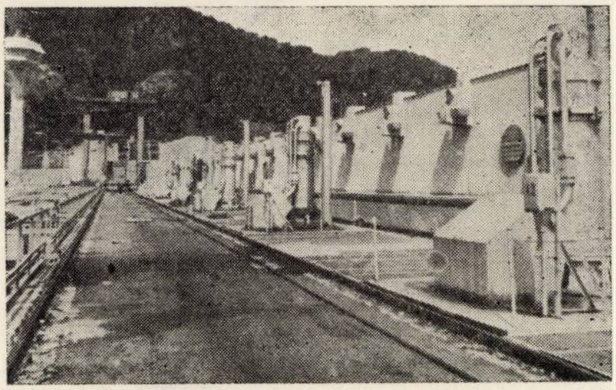


Fig. 8. Acționarea hidraulică a vanelor cu închidere rapidă.

luțiilor pentru echipamentul hidromecanic al barajului. Satisfacerea acestor condiții conduce la reglarea permanentă a debitelor și nivelurilor în lac, în dreptul centralei, cu ajutorul turbinelor, iar pentru debite suplimentare, care depăşesc debitul turbinei, prin deversarea peste baraj cu ajutorul stavilelor. La debite afluente mici nivelul se menţine maxim (69,50 m.d.m.A), iar la debite mari minim (63,00 m.d.m.A). Faţă de regimul de exploatare impus deversării de debite şi evacuarea gheţii la niveluri ale biefului amonte cuprinse între 69,50 şi 63 m.d.m.A, a fost aleasă soluţia echipării barajului cu 14 stavile plane duble tip cîrlig (fig. 9), dintre care şapte pentru fiecare parte.

În amonte stavilele de serviciu sînt montate pe ghidaje, care permit instalarea unei stavile batardou pentru izolarea stavilei de serviciu în caz de avarie sau reparaţie. În faţa cîmpurilor deversoare sînt montate duze ale instalaţiei de insuflat aer, care pe timp de iarnă prin agitarea apei menţin o zonă dezgheţată în faţa stavilelor.

Evacuarea apelor mari se efectuează prin ridicarea secţiei inferioare a stavilelor cu maximum 2,5 m. În cazuri deosebite secţia inferioară poate fi ridicată cu 5,8 m (pînă la contactul cu secţia superioară) şi apoi amîndouă împreună pînă la 11,47 m deasupra pragului.

Evacuarea apelor mari se poate realiza şi prin deversarea peste secţia superioară a stavilei, prin coborîrea acesteia pînă la 5,8 m.

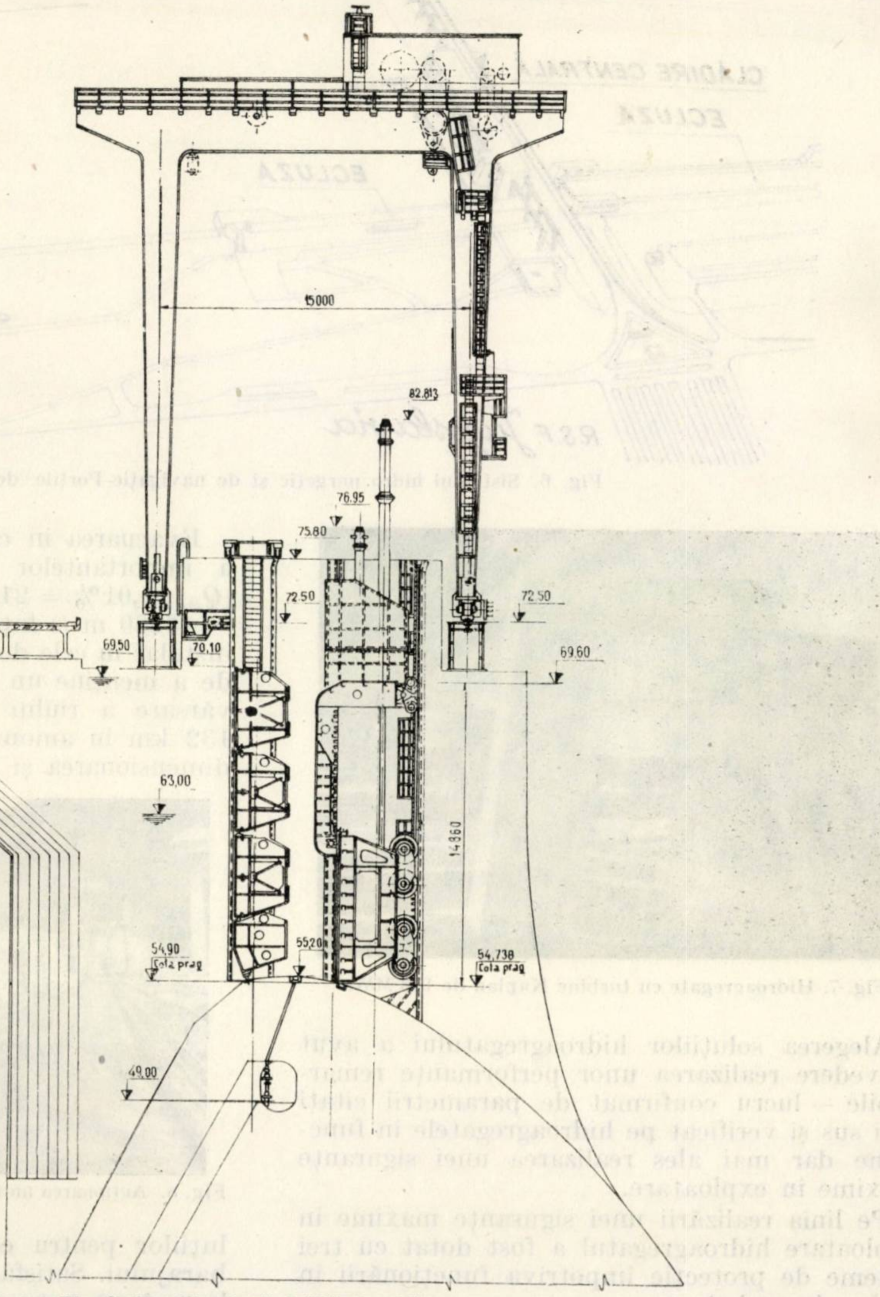


Fig. 9. Stavila plană dublă tip cîrlig.

Evacuarea gheţii din lac pentru nivelurile cuprinse între 66,00 şi 69,50 m.d.m.A, se realizează peste secţia superioară în timp ce secţia inferioară este ridicată cu 0,5 m deasupra pragului. Lama de 0,5 m care se scurge pe sub secţia inferioară asigură protecţie betonului barajului contra loviturilor sloiurilor de gheaţă evacuate peste secţia superioară.

* * *

Performanţele energetice ale centralei, dimensiunile mari ale ecluzei şi debitele mari care trebuie evacuate prin cîmpurile deversoare ale barajului, au condus la dotarea Sistemului hidroenergetic şi de navigaţie Porţile de Fier cu echipamente hidroenergetice şi hidromecanice de mare performanţă, pentru a căror realizare au fost adoptate soluţii constructive ingenioase, au fost rezolvate în mod fericit probleme grele de prelucrare şi transport, au fost soluţionate special diferite probleme de acţionare şi automatizare, în aşa fel încît fiecare din echipamentele de performanţă de la Porţile de Fier să poarte amprenta noutăţii de concepţie, tehnologică sau de automatizare.

Realizarea turbinelor hidraulice a impus şi rezolvarea unor probleme deosebite tehnologice datorite dimensiunilor, calităţilor impuse pieselor realizate şi formelor constructive. Astfel :

— Menţionăm în primul rînd dificultăţile de turnare ridicate de butucul rotorului turbinei a cărui realizare a necesitat o cantitate de 190 de tone de oţel lichid şi a cărui configuraţie geometrică este complicată.

— Realizarea arborelui turbinei, de tip unitar, cu o greutate netă de 90 de tone, a necesitat o tehnologie specială de sudare din patru tronsoane forjate. Îmbinarea prin sudare sub strat de zgură a elementelor s-a realizat cu un dispozitiv special.

— Paleta rotorului cu greutatea netă de 22 de tone s-a realizat prin turnare din oţel inoxidabil şi prelucrat prin copiere individuală pe o maşină specială (fig. 10).

— În fabricaţia turbinelor hidraulice un loc de prim rang a fost rezervat montajului şi probelor uzinale. În figurile 11, 12, 13 şi 14 prezentăm aspecte caracteristice din fabricaţia turbinelor hidraulice de la Porţile de Fier.

— Lagărul axial al hidrogeneratorului este plasat pe capacul turbinei şi unul din lagărul de ghidare deasupra rotorului în steaua superioară. Plasarea lagărului axial pe capacul turbinei sub rotorul generatorului a permis realizarea unei lungimi şi a unei greutăţi minime a generatorului şi a condus la realizarea unor condiţii optime de exploatare. Prin amplasarea lagărului de ghidare deasupra rotorului generatorului, în steaua superioară, s-a urmărit realizarea unei stabilităţi maxime a rotorului şi funcţionarea liniştită fără oscilaţii a agregatului.

— Generatorul nu are arbore propriu, flanşa arborelui turbinei fiind direct cuplat cu butucul roţii polare a generatorului.

— Hidrogeneratorul este prevăzut cu excitaţie externă cu tiristoare.

— Lagărele axiale ale hidrogeneratoarelor de la acest sistem sînt unice în lume şi prezintă din punct de vedere al capacităţii lor portante un record mondial. Ele sînt dimensionate pentru o forţă axială de 3500 de tone, din care 1300 de tone reprezintă greutatea părţilor rotorice şi 2200 de tone forţa axială a apei ce acţionează pe paletele turbinei.

— Construcţia lagărului axial se caracterizează prin segmenţi basculanţi amplasaţi pe două arcuri concentrice legate între ele printr-un sistem oscilant.

În figurile 15 şi 16 se prezintă unele aspecte de la fabricaţia hidrogeneratoarelor în întreprinderea din Reşiţa.

Problemele deosebite de fabricaţie şi montaj a ridicat de asemenea echipamentul hidromecanic de la ecluză, centrală şi baraj.

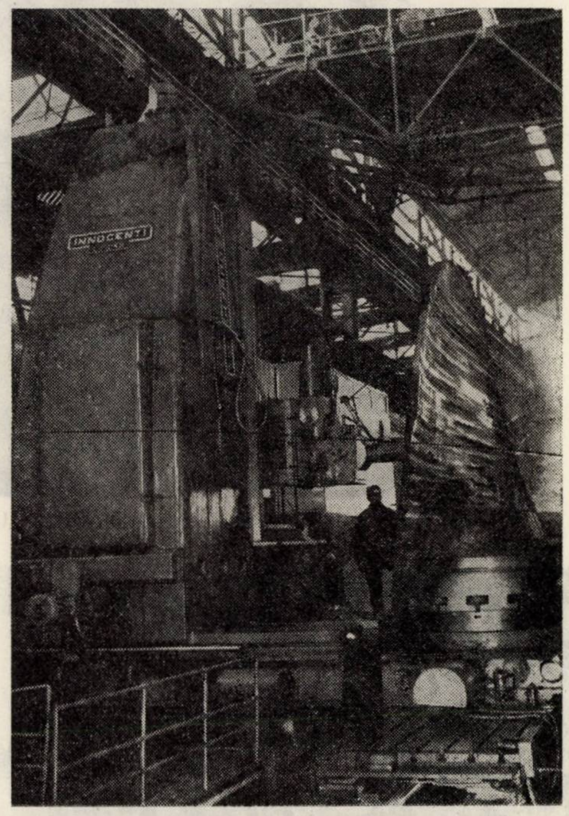


Fig. 10. Maşină de frezat prin copiere.

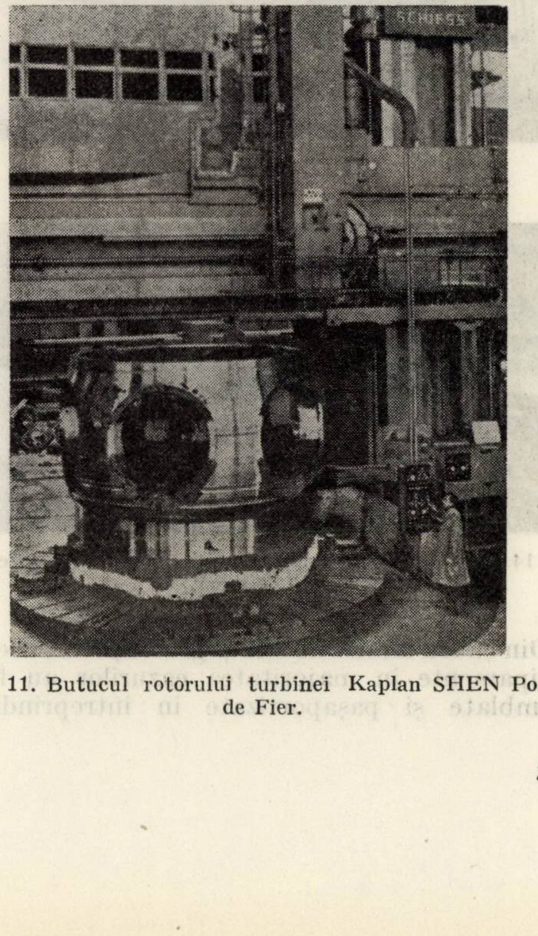


Fig. 11. Butucul rotorului turbinei Kaplan SHEN Porţile de Fier.

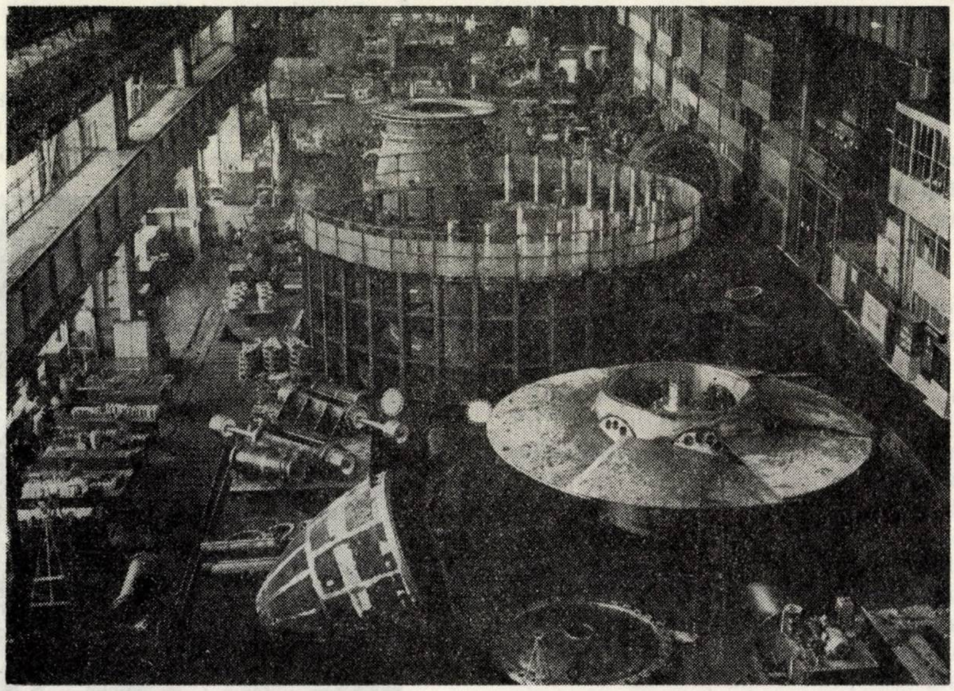


Fig. 12. Aspect din hale de fabricaţie a turbinelor Kaplan de la sistemul „Porţile de Fier”.

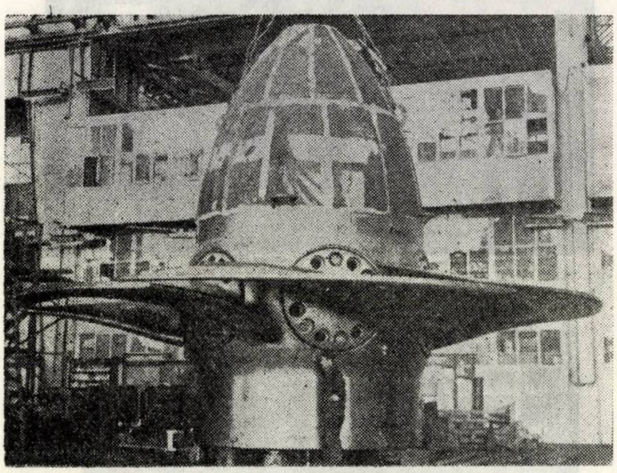


Fig. 13. Asamblarea rotorului turbinei.

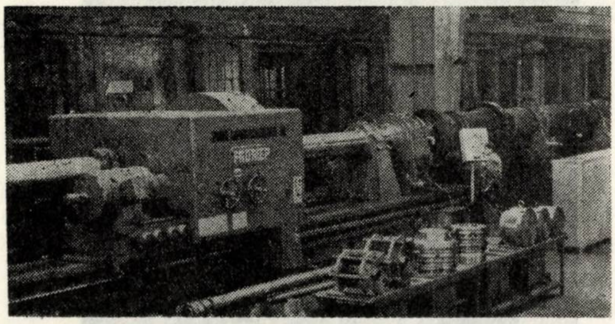


Fig. 14. Honuirea cilindrului unui servomotor de la sistemul „Porţile de Fier”.

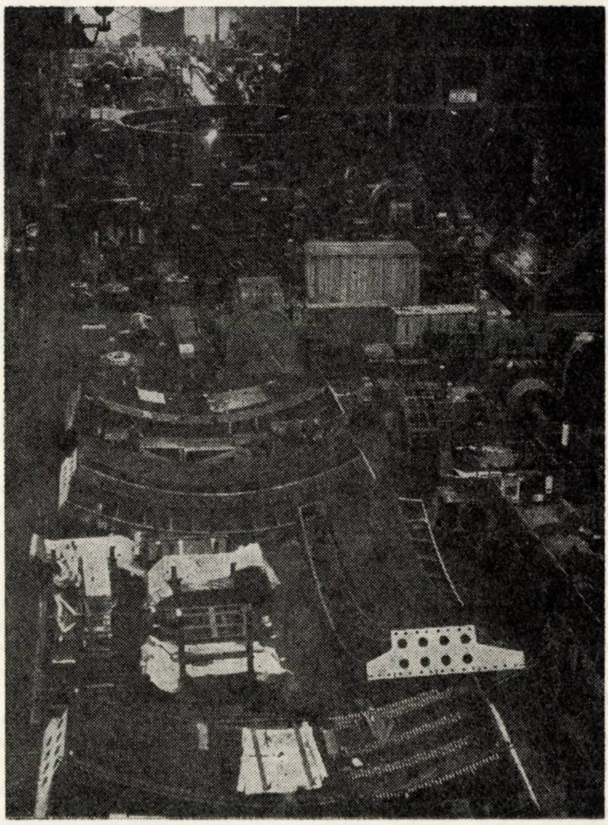


Fig. 15. Aspecte din fabricaţia hidrogeneratoarelor la ICM Reşiţa.

Din cauza dimensiunilor şi greutăţii lor, aceste echipamente în majoritatea cazurilor au fost asamblate şi paşaportizate în întreprinderi, asamblate şi paşaportizate din nou la montaj şi după tehnologii speciale, sudate la faţa locului. Ca echipamente executate în acest mod cităm pe cele mai remarcabile şi care în același timp se numără printre cele mai mari din lume :

— Poarta buscată de serviciu de la capul aval al ecluzei (formată din două canate) avînd lungimea de 19 686 mm, înălțimea de 22 500 mm, grosimea 2 238 mm și greutatea de 638 tone.

— Poarta plană, coborîtoare de la capul intermediar al ecluzei, avînd lungimea de 41 600 mm, înălțimea de 16 700 mm grosimea de 3 750 mm și greutatea de 900 de tone.

Așa cum s-a mai arătat, un alt element de premieră mondială îl reprezintă și acționarea hidraulică a tuturor echipamentelor hidromecanice ale Sistemului hidroenergetic și de navigație „Porțile de Fier”.

Acționarea hidraulică a întregului echipament al ecluzei, al vanelor rapide și al vanelor duble tip cîrlig ale barajului, a condus la realizarea unui mare număr de servomotoare hidraulice printre care unele de dimensiuni încă neîntîlnite. Astfel, pentru acționarea porților plane coborîtoare ale capului intermediar de la ecluză și pentru acționarea vanelor rapide de la centrală au fost realizate servomotoare avînd curse de 18 000 mm, diametrul de 600 mm și lungimea tijei de 22 000 mm, pentru a căror fabricație Întreprinderea de construcții de mașini din Reșița a fost special dotată cu strunguri speciale, mașină de honuit interior și instalația de cromare.

Trebuie de asemenea menționat faptul că o bogată experiență a fost dobîndită și în proiectarea, realizarea și exploatarea sistemelor de acționare hidraulice realizate aici care asigură o exploatare elastică și sigură întregului sistem.

Prezentăm cîteva aspecte din fabricația servomotoarelor (fig. 16, 17, și 18) precum și aspecte ale sistemelor de acționare hidraulică în funcțiune (fig. 19).

În paralel cu amenajările de joasă cădere prezentate, existența unui important potențial hidroenergetic în cursuri de apă de medie și înaltă cădere au prilejuit o serie de interesante realizări și în domeniul acestor căderi. Dintre acestea se impune în mod deosebit atenției amenajarea bazinului superior al rîului Lotru, prin construirea barajului Vidra situat la o altitudine de circa 1 200 m.d.M în care se acumulează debitul rîului Lotru și al afluenților săi din bazinul superior precum și a trei stații de pompare (Lotru aval, Jidoaia și Petrimanu), care ridică tot în lacul Vidra debitul din bazinul imediat inferior al rîului. Se realizează astfel o acumulare aproximativ de 300 de milioane de metri cubi de apă, care se valorifică în centrala hidroelectrică Lotru printr-o energie de circa un miliard de kWh anual.

Circuitul hidraulic principal — de tip elastic — se compune din lacul Vidra, priza de apă cu uvrajele aferente, conducta de aducțiune cu diametrul de 5,15 m și lungimea de 13,5 km, casa vanelor fluture cu diametrul de 4 000, castelul de echilibru, galeria forțată cu diametrul de 4 m și lungimea de 1,4 km la care se racordează un distribuitor cu șase ramificații corespunzătoare celor șase conducte de alimentare a turbinelor, cele șase vane sferice cu diametrul 1 200, centrala cu cele trei hidroagregate cu turbine Pelton și galeria de fugă cu scurgere liberă cu diametrul de 5,15 m și lungimea de 7 km.

Parametrii principali ai celor trei hidroagregate cu turbine Pelton verticale din care rezultă în general performanțele principalelor echipamente hidroenergetice ale amenajării sînt următorii :

— căderea statică maximă	793 m
— căderea netă maximă	788 m
— căderea netă nominală	697 m
— debitul nominal	26,66 m^3/s
— turația nominală	375 rot/min
— numărul de injectoare	6

— puterea maximă la cupla turbinelor pentru căderile nete sînt de 187,500 kW la căderea de 793 m, 174, 250 kW la căderea de 788 m și respectiv 166,500 kW la căderea de 697 m.

Cele șase vane sferice din fața turbinelor (cîte două pe turbină) au diametrul de 1200 mm dimensionat pentru o presiune de lucru de 900 mm și o presiune de probă de 160 de atmosfere, iar cele două vane fluture (fig. 20) de la castelul de echilibru au diametrul de 4 000 mm, fiind dimensionate pentru o presiune de lucru de 125 m, respectiv o presiune de probă de 19 atmosfere.

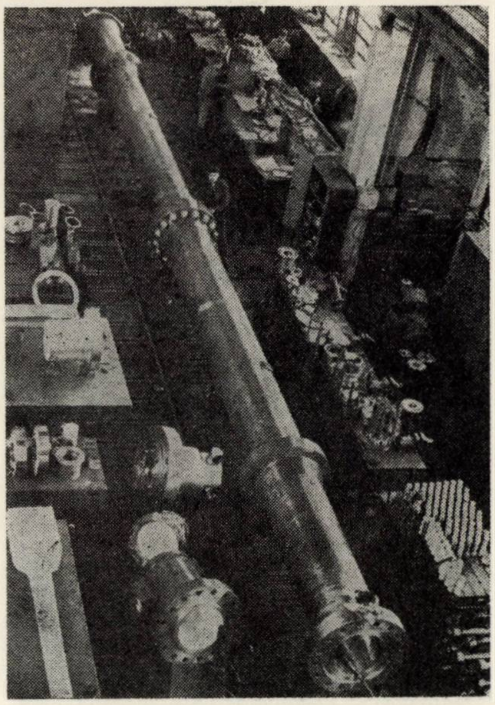


Fig. 16. Cilindru servomotor în montaj

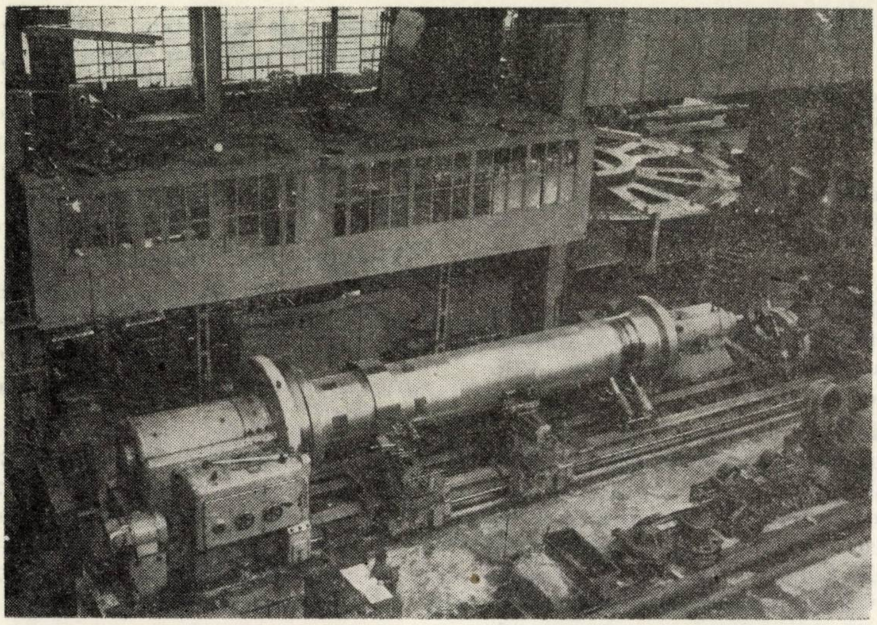


Fig. 17. Strunjire cilindru servomotor.

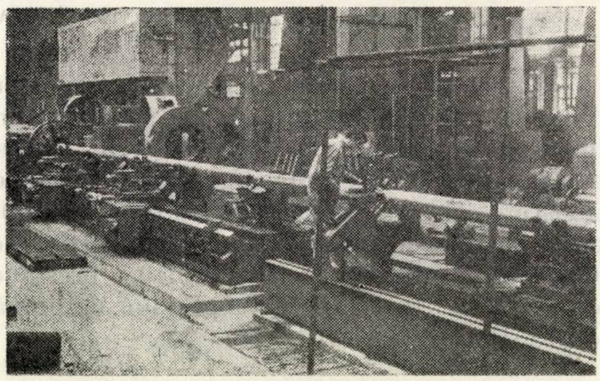


Fig. 18. Prelucrare tijă servomotor

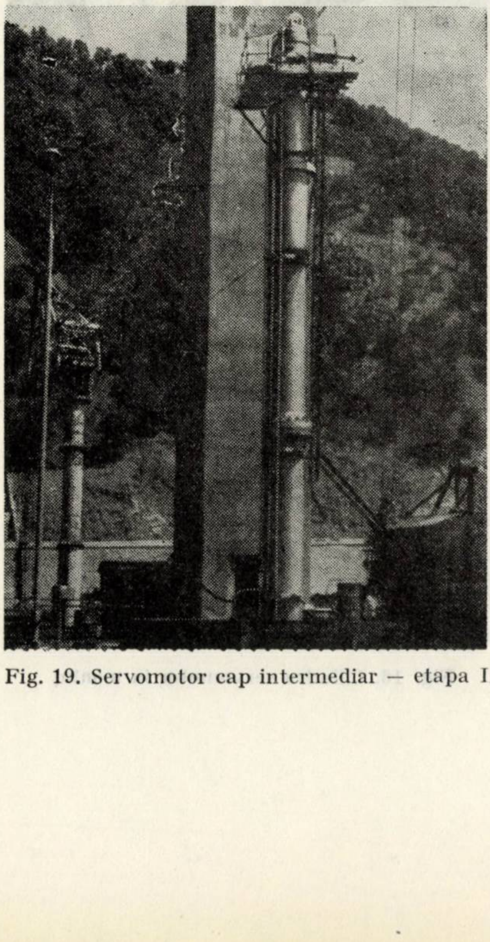


Fig. 19. Servomotor cap intermediar — etapa I.

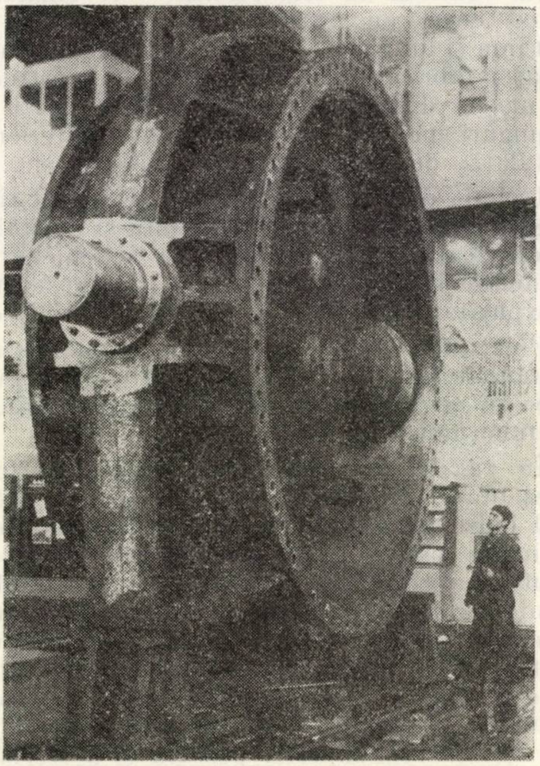


Fig. 20. Vana fluture de la Centrala hidroelectrică Lotru.

Cele trei centrale de acumulare prin pompaj sint echipate cu pompe avind principalii parametri:

— Lotru aval: două pompe cu debitul unitar de 1 m^3/s şi înălţimea de refulare de 325 m.

— Jidoaia: două pompe cu debitul unitar de 4,2 m^3/s şi înălţimea de refulare de 200 m

— Petrimanu: trei pompe cu debitul unitar de 4,67 m^3/s şi înălţimea de refulare de 190 m.

Prezentarea succintă a caracteristicilor principalelor echipamente hidroenergetice ale amenajării Lotru demonstrează caracterul de performanţă al acestei lucrări, care alături de centrala Mont-Cenis din Franţa constituie una dintre cele mai remarcabile realizări în acest domeniu pe plan european şi mondial.

Pentru asigurarea celui mai înalt nivel tehnic al acestei lucrări, pentru echipamentele hidroenergetice de performanţă şi anume: hidroagregatele, vanele sferice, vanele fluture, vanele plane ale golirii de fund, distribuitorul şi pompele de acumulare, s-a folosit experienţa firmelor ,,Neyrpic — Alsthom — Bergeron", firme cu o înaltă specializare în acest domeniu şi care în baza unui contract de cooperare au furnizat concepţia şi o parte din echipamentele citate.

Tot pe linia amenajărilor de mare cădere menţionăm amenajarea rîurilor Someş şi Sebeş pe care sînt în construcţie o serie de centrale dintre care centralele Mărişelu şi Gâlceag care urmează să fie echipate cu două — respectiv trei — hidroagregate cu turbine Francis de 75 MW la o cădere de 430 m, agregate a căror concepţie (cercetare-proiectare) şi fabricaţie este asigurată integral de organizaţiile de specialitate din ţară.

În continuare, amenajarea potenţialului hidroenergetic naţional urmează să se facă într-un ritm de 500—600 MW instalaţii pe an, ceea ce reclamă o mare diversitate de echipamente hidroenergetice într-o largă gamă de căderi şi puteri pentru hidroagregate respectiv tipodimensiuni pentru echipamente hidromecanice. Dintre amenajările ce urmează a fi realizate în perspectiva apropiată — mai interesante din punct de vedere al echipamentelor — remarcăm centralele de joasă cădere ce urmează a fi construite pe Dunăre, şi care vor fi echipate cu hidroagregate de tip bulb cu puteri unitare pînă la 50 MW, amenajările de pe rîurile interioare ce vor fi echipate cu hidroagregate de tip bulb reversibile precum şi amenajările de înaltă cădere echipate cu hidroagregate reversibile cu puteri unitare pînă la 100 MW.

În realizarea acestor hidroagregate precum şi a echipamentelor hidromecanice aferente se urmăreşte asigurarea celor mai înalţi parametri funcţionali şi constructivi. Pentru această concepţie echipamentele de performanţă deosebită se asigură după caz fie de organizaţiile de specialitate din ţară fie în cooperare cu întreprinderi cu bogată experienţă din străinătate.

În paralel cu fabricaţia echipamentelor hidroenergetice pentru ţară organizaţiile de specialitate române execută astfel de echipamente şi pentru export.

CZ: 631.24(12)

Aspecte privind concepţia şi realizarea turbinelor hidraulice de tip Francis în R.S. România

Ing. C. **LUPŞIASCA** ; ing. I. **VOIA** – I.C.P.E.H. – Reşiţa

Introducere

Realizarea de turbine hidraulice de tipul Francis (radial-axiale) se impune pentru amenajările hidroenergetice de cădere medie sau mare. Programul deosebit de dezvoltare a acestor amenajări în ţara noastră presupune asigurarea unei game largi de turbine Francis în următorii ani. Pornind de la premisele create prin asimilarea fabricaţiei de turbine hidraulice în ţară, atît în ce priveşte experienţa cîştigată la realizarea de turbine Kaplan verticale pînă la performanţe maxime pe plan mondial cît şi în ce priveşte dotarea materială pe planul concepţiei şi execuţiei, industria constructoare de maşini s-a angajat să asigure aceste turbine pe bază de concepţie proprie.

În tabelul 1 se prezintă principalele caracteristici ale turbinelor Francis proiectate sau în curs de proiectare, realizate şi puse în funcţiune pînă în prezent fiind doar trei tipodimensiuni, în total şase maşini însumînd 59,3 MW. Se remarcă diversitatea deosebită a tipodimensiunilor din tabel, fiind reprezentate turbine orizontale şi verticale, lente şi rapide. Concepţia acestor maşini revine Institutului de cercetare şi proiectare de echipamente hidroenergetice (I.C.P.E.H.) din Reşiţa, iar execuţia Întreprinderii de construcţii de maşini din Reşiţa cu excepţia turbinei de 750 kW pentru Centrala hidroelectrică Poiana Uzului, realizată în atelierul de modele şi prototipuri al institutului.

Realizarea părţii de curgere

Asigurarea unor parametri funcţionali la valori ridicate pentru turbinele hidraulice impune

Tabelul 1

Turbine Francis proiectate de I.C.P.E.H.

Nr. crt.	Centrala	Notarea turb. cf. STAS	7100−70	Nr. buc.	Puterea nom. MW	Căderea m			Turația normală rot/min	Diametru rotor m	An de fabric.	Observații
						max.	nom.	min.				
1	Crăinicel	FOM	1,1−68	2	1,1				750	0,624	1951	
2	Paltinu	FVM	5,4−80	2	5,35	90	80	49	600	1	1970	
3	Tarnița	FVM	23,5−74	2	23,2	81,4	78	66	300	2,1	1973	
4	Grebla	FOM	5,6−211	2	5,6	214	211	206	750	1,12	—	
5	Poiana Uzului	FVM	3,6−72	1	3,6	74	72	40	600	1	—	
6	Poiana Uzului	FOM	0,75−54	1	0,74	56	54	28	1000	0,45	1974	
7	Leșu	FVM	3,7−50	1	3,7	53,3	50	22	500	1,06	—	
8	Mărișelu	FVM	85,5−470	3	85,5	470	440	375	600	2,25	—	
9	Gîlceag	FVM	83,5−430	2	83,5	456	423	379	600	2,25	—	
10	Sugag	FVM	78−326	2	78	368,5	326	309,5	428,6	2,60	—	
11	Motru	FVM	31,5−182	2	31,5	210	182	139	750	1,25	—	
12	Brădișor	FVM	57,5−128,5	2	57,5	132,65	128,5	111	375	2	—	
13	Remeți	FVM	74,5−440	2	74,5	471,38	440	390	600	2,15	—	
14	Pucioasa	FOM	1,05−20	2	1,05	23	20	12*	333	1,06	—	*minimă efectivă 7,1 m

o cercetare sistematică asupra părții de scurgere ca element determinant al acestora. Pentru realizarea turbinelor Francis, în cadrul ICPEH se efectuează studii sistematice asupra părților componente ale traseului hidraulic, studii orientate în următoarele direcții :

— metodici de calcul și dimensionare a rotoarelor de joasă, medie și mare cădere ;

— perfecționarea metodelor de calcul a camerelor spirale ;

— cercetări experimentale pe stand în vederea selecționării variantelor optime ;

— transpunerea la mașina industrială, dimensionarea acestora și stabilirea garanțiilor.

Pentru dimensionarea rotoarelor, organul de transformare a energiei hidraulice, se apelează la perfecționarea metodelor clasice de proiectare, la stabilirea unor criterii de modificare experimentală a rotoarelor deja realizate cu performanțe bune, pentru obținerea altui domeniu optim și în fine la elaborarea unor metodici originale de calcul. Se realizează astfel serii de rotoare (fig. 1) în vederea selecționării.

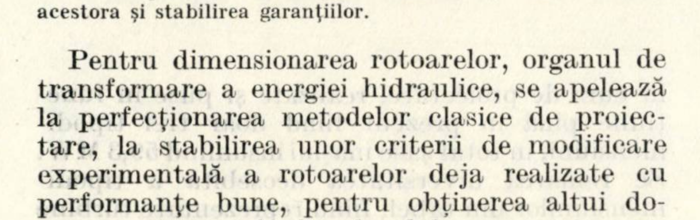


Fig. 1 — Variante de rotoare model Francis

Ca element component al traseului hidraulic camera spirală a constituit obiectul unor cercetări teoretice vizînd perfecționarea metodelor de calcul [1, 2]. În mod similar turbinelor Kaplan [3], la realizarea părții de scurgere elementul de decizie îl constituie experimentarea pe stand în laborator. Cercetările efectuate în laboratorul ICPEH avînd parametrii $D_s = (300-400)\text{mm}$ și $H = (25-49)\text{m}$, corespund unor cifre Reynolds de $(6-9)\cdot 10^6$, cu mult superioare prevederilor minimale ale codului CEI [4].

Construcția modelului din figura 2 și a stației de încercări permite determinarea randamentului hidraulic, eliminînd pierderile prin frecare în lagăre, etanșări și prin ventilație. Selecționarea rotoarelor are în vedere criteriul energetic determinat de randamentul maxim (fig. 3) și cel cavitațional apreciat prin intermediul coeficientului lui Thoma σ_{crmax} — fig. 4.

Pe baza caracteristicilor modelului (M) se realizează dimensionarea mașinii industriale (N) urmărind amplasarea domeniului de funcționare în zona randamentelor maxime. Transpunerea se efectuează cu relația recomandată de codul CEI : $\frac{1-\eta N}{1-\eta M} = \sqrt[5]{\frac{D_1 M}{D_1 N}}$. Analog turbinelor Kaplan [3] cercetările pe model stabilesc de asemenea turațiile și debitele de ambalare.

Soluţionarea constructivă

Soluţionarea constructivă a turbinelor Francis porneşte de la conturul hidraulic studiat prin încercări pe model, evident avînd în vedere încă de la trasarea acestui contur posibilitatea soluţionării în condiţii tehnico-economice avantajoase. În figura 5 se prezintă schema constructivă a unei turbine Francis verticale (turbina FVM 83,5—430).

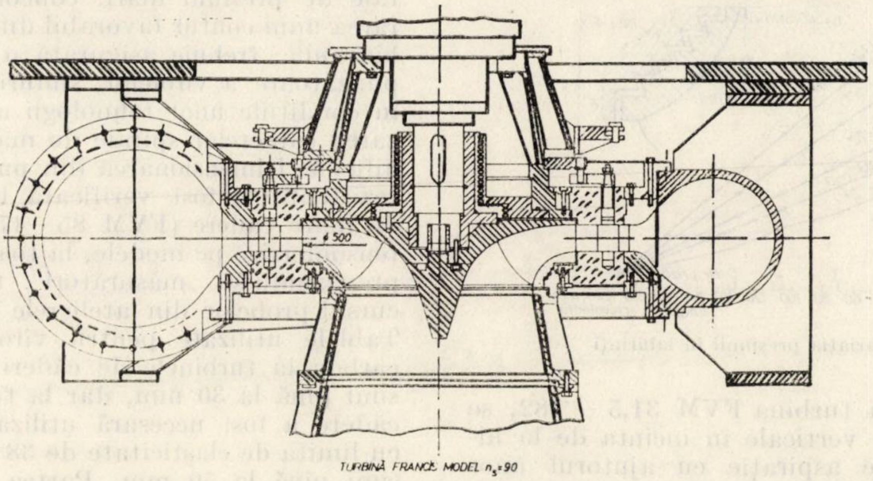


Fig. 2 — Construcţia modelului

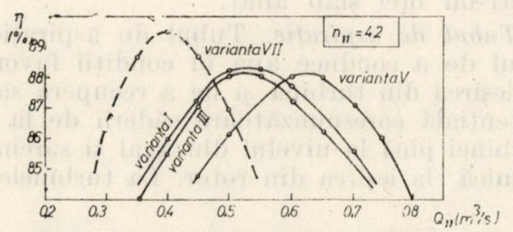


Fig. 3 — Caracteristicile comparative ale unor variante de rotoare Francis

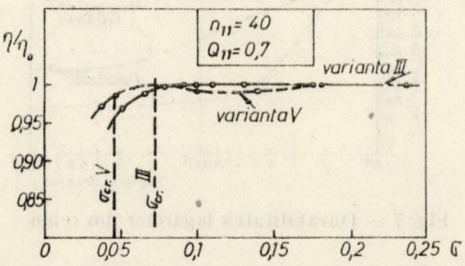


Fig. 4 — Comportarea la cavitaţie a două rotoare

Rotorul. Pe lîngă asigurarea rotoarelor model, una din problemele cheie în asimilarea fabricaţiei turbinelor Francis este însuşirea tehnologiei de execuţie a rotoarelor, inclusiv a elaborării oţelului. La rotoarele executate sau proiectate pînă în prezent s-a adoptat după caz soluţia sudată cît şi soluţia turnată monobloc din oţeluri rezistente la cavitaţie cu 13 %Cr şi cu 18 % Cr.

Inelele labirint pentru dimensionarea pierderilor de debit la periferia rotoarelor şi a împingerii axiale sînt de asemenea executate din oţeluri rezistente la coroziune. Tipul de labirint folosit diferă funcţie de tipul rotorului (rapid, normal sau lent). Pentru turbinele de mare cădere s-au adoptat labirinţi de o formă cu totul specială, care reduc practic la zero împingerea hidraulică axială şi elimină totodată pericolul ridicării părţilor rotitoare la încărcări parţiale. Pentru punerea la punct a acestui sistem de labirinţi s-au iniţiat cercetări şi experimentări pe modele în laborator avînd diametrul maxim de 900 mm, ceea ce corespunde dimensiunilor unei turbine medii. Experimentările au urmărit în principal studiul capacităţii de etanşare a acestora, influenţa formei şi a excentricităţii (fig. 6).

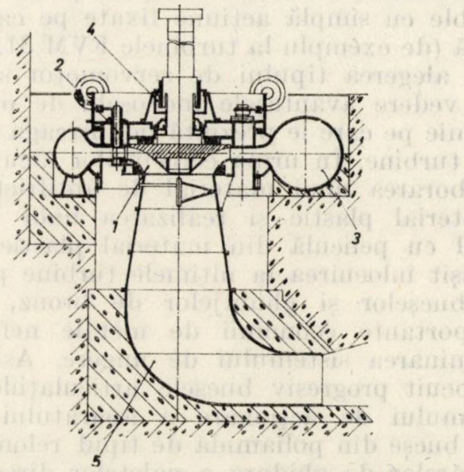


Fig. 5 — Schema turbinei FVM 83,5—430

1. rotor; 2. aparat director; 3. cameră spirală; 4. lagăr; 5. tub de aspiraţie

Rotoarele turbinelor dintr-o centrală în cazul necesităţii unei reparaţii pot fi înlocuite printr-un rotor de rezervă. Dacă la primele turbine s-a asigurat doar o interschimbabilitate parţială a rotoarelor cu rotorul de rezervă şi în sensul necesităţii înlocuirii concomitente a întregului set de labirinţi, începînd cu turbina FVM 78—326 şi FVM 31,5—182 se asigură interschimbabilitatea totală a rotoarelor dintr-o centrală. Montarea, vizitarea şi demontarea rotoarelor peste 2 m diametru, dar în mod excepţional şi la turbina FVM 31,5 — 182, se face la turbinele verticale în incinta de la nivelul conului de aspiraţie cu ajutorul unor dispozitive speciale de montaj.

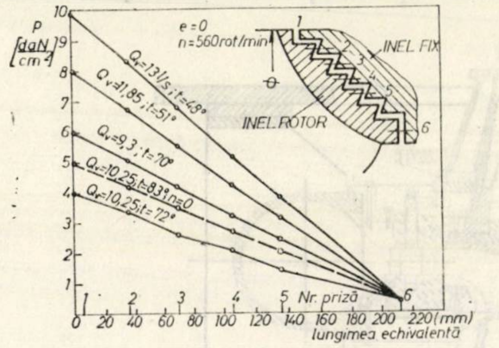


Fig. 6 — Variaţia presiunii în labirinţi

Aparatul director. Aparatul director, destinat reglării debitului turbinei, asigurării condiţiilor de intrare în regiunile normale de exploatare şi închiderii admisiei în turbină, este de construcţie clasică, de regulă cu inel de reglare exterior. Pentru acţionare s-au utilizat de la caz la caz atît servomotoare simple cu dublă acţiune fixate în perete (de exemplu la turbinele FVM 85—470) sau pe camera spirală (de exemplu la turbinele FVM 78—326) cît şi servomotoare duble cu simplă acţiune fixate pe camera spirală (de exemplu la turbinele FVM 31, 5—182). La alegerea tipului de servomotor s-au avut în vedere avantajele îndeosebi de ordin economic pe care le prezintă pe întreaga instalaţie de turbine. În urma cercetărilor făcute pentru elaborarea unui material de antifricţiune din material plastic şi realizarea unor bucşe de oţel cu peliculă din material plastic [5], s-a reuşit înlocuirea la ultimele turbine proiectate a bucşelor şi ghidajelor de bronz, obţinînd importante economii de metale neferoase şi eliminarea sistemului de ungere. Astfel, s-au înlocuit progresiv bucşele articulaţiilor mecanismului de acţionare a aparatului director cu bucşe din poliamidă de tipul relon, bucşele lagărelor de ghidare a paletelor directoare cu bucşe de oţel acoperite interior cu o peliculă de poliamidă, iar la ultimele turbine au fost soluţionate similar şi glisierele inelului de reglare. În figura 7 sînt redate curbele de durabilitate a acestor lagăre. La toate turbinele Francis paletele directoare s-au prevăzut din oţel inoxidabil, iar începînd cu turbina FVM 83,5—430, turbinele de mare cădere au fost prevăzute pe suprafeţele interioare de curgere ale aparatului director cu plăci de uzură detaşabile.

Camera spirală. Camera spirală, destinată admisiei apei în turbină şi repartizării pe întreaga periferie a aparatului director, la toate turbinele Francis proiectate pînă în prezent, este metalică şi formează un ansamblu comun cu statorul turbinei. Îndeosebi la camere spirale de presiuni mari, concomitent cu asigurarea unui contur favorabil din punct de vedere hidraulic, trebuie asigurată o rezistenţă corespunzătoare a virolelor, sudurilor şi statorului, în condiţiile unor tehnologii acceptabile, realizarea camerelor spirale de mare presiune fiind dificilă. Dimensionarea din punct de vedere al rezistenţei a fost verificată la prima turbină de mare cădere (FVM 85—470) prin încercări tensometrice pe modele, la toate camerele mari prevăzîndu-se măsurători tensometrice în cursul probelor din atelierele de execuţie [6]. Tablele utilizate pentru virole sînt din oţel carbon la turbinele de căderi mijlocii cu grosimi pînă la 30 mm, dar la turbinele de mare cădere a fost necesară utilizarea tablei aliate cu limita de elasticitate de 38 daN/mm² şi grosimi pînă la 50 mm. Partea statorică a fost realizată fie sudată din oţel carbon, fie turnată dintr-un oţel slab aliat.

Tubul de aspiraţie. Tubul de aspiraţie are rolul de a conduce apa în condiţii favorabile la ieşirea din turbină şi de a recupera sarcina potenţială corespunzătoare căderii de la axa turbinei pînă la nivelul din aval şi sarcina dinamică la ieşirea din rotor. La turbinele fără incintă de montare sub rotor (în general cu diametrul rotorului sub 2 m) partea superioară, tronconică a tubului de aspiraţie este înglobată în beton, cotul şi zona de ieşire fiind realizate din beton. La turbinele mai mari, cotul este blindat, iar partea tronconică demontabilă, permiţînd accesul la rotor. La partea superioară a conului de aspiraţie este prevăzută posibilitatea introducerii aerului atmosferic.

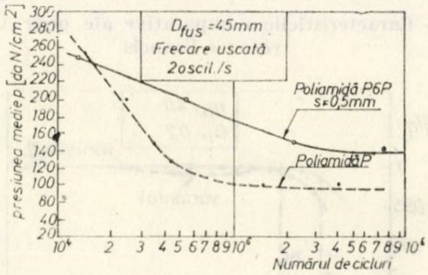


Fig. 7 — Durabilitatea lagărelor din relon

Sistemul de aerisire este destinat evitării depresiunilor periculoase apărute în timpul exploatării turbinelor. În funcţie de contrapresiunea din aval şi mărimea turbinei s-au adoptat în principal două sisteme : cel cu ventil de aerisire în partea inferioară a arborelui (de exemplu la turbinele FVM 5, 4—80), pe capacul turbinei (turbina FVM 23, 5—74) şi la periferia unui tub diametral prin partea superioară a conului (turbina FVM 85,5 —470) şi cel fără ventil, bazat pe amplasarea unei conducte centrale în conul de aspiraţie, puse în legătură cu o coloană de apă cu suprafaţă liberă (de exemplu la turbina FVM 83, 5—430).

Lagărul turbinei. Lagărele prevăzute pentru turbinele Francis, cu excepţia turbinei FOM 0,75—54 prevăzută cu rulmenţi, sînt de tipul cuzinet plin cu compoziţie, cu autoungere şi baie fixă de ulei. Cuzineţii lagărelor pentru turbinele verticale sînt prevăzute cu canale de ungere, antrenarea uleiului făcîndu-se prin acţiunea părţilor rotitoare ale turbinei (arbore). Pentru prima dată un asemenea lagăr a fost proiectat şi executat pentru turbina FVM 5,4—80, soluţia de principiu fiind adoptată apoi şi la celelalte turbine. Lagărul turbinei cu baie fixă a constituit apoi obiectul unor cercetări experimentale vizînd parametrii funcţionali şi elementele constructive. Cercetările au pus în evidenţă mărimea debitului vehiculat în diferite regimuri, temperatura uleiului şi a cuzinetului, eficienţa răcirii forţate cu apă (fig. 8).

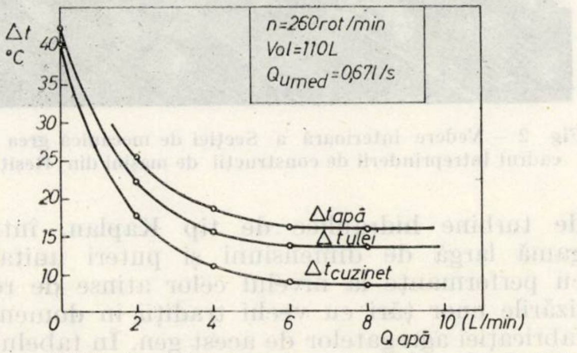


Fig. 8 — Eficienţa răcirii forţate a lagărelor cu baie fixă

Lagărele sînt prevăzute cu control termometric şi al nivelului uleiului în baie. Răcirea suplimentară a uleiului este asigurată fie prin răcitoare montate în baia de ulei, fie prin răcitoare exterioare.

* * *

În prezent, în cadrul I.C.P.E.H. există o preocupare deosebită în ce priveşte perfecţionarea soluţiilor constructive ale turbinelor hidraulice în general. Ultimul cuvînt în problemele care privesc turbinele Francis va trebui însă să-l spună experienţa efectivă la realizarea, montajul, punerea în funcţiune şi exploatarea acestor maşini.

Deşi în număr relativ redus faţă de programul de perspectivă, hidroagregatele puse în funcţiune pînă în prezent şi cele în curs de montaj şi execuţie confirmă soluţiile adoptate şi parametrii funcţionali.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bretan, D.*: Contribuţii de calcul hidraulic al camerelor spirale de secţiune circulară utilizate în construcţia maşinilor hidraulice. În: Construcţia de maşini, nr. 1, 1969.

[2] *Bretan, D.*: Asupra unei metode de calcul simplificat al camerelor spirale de secţiune circulară utilizate în construcţia de turbine hidraulice. În: Construcţia de maşini, nr. 9, 1970.

[3] *Bretan, D., Voia, I.*: Turbine hidraulice tip Kaplan realizate în R. S. România.

[4] * * * Internationaler Code für Abnahmversuche an Wasserturbinenin Kraftwerken. Publication 41. Springer-Verlag, 1965.

[5] *Voia, I.*: Aspecte ale comportării poliamidelor de tipul Relon ca lagăre cu alunecare. În: Materiale plastice nr. 7, 1973.

[6] *Mandl, K., Marten, N., Avram, V., Voia, I.*: Cercetări privind starea de solicitare în subansamblurile aferente turbinelor hidraulice.

[7] *Lupşiasca, C., Bretan, D.*: Principalele caracteristici funcţionale şi constructive ale turbinei hidraulice de tip FVM 5,4—80 destinată Centralei hidroelectrice Paltinu. În: Construcţia de maşini, nr. 11, 1970.

[8] *Lupşiasca, C., März, K., Bejan, I.*: Soluţii constructive ale turbinelor Francis proiectate la I.C.P.E.H. Lucrare prezentată la sesiunea de comunicări tehnico-ştiinţifică a ICPEH—Reşiţa din decembrie 1974.

CZ: 621.24(R)

Turbine hidraulice de tip Kaplan realizate în R. S. România

Ing. Dan **BRETAN**; ing. Anton **GEORGESCU** — ICPEH — Reşiţa

În Republica Socialistă România, concepţia turbinelor hidraulice de tip Kaplan este asigurată de Institutul de cercetări şi proiectări pentru echipamente hidroenergetice (ICPEH) din Reşiţa, iar fabricaţia lor de către Intreprinderea de construcţii de maşini din Reşiţa, ambele deţinătoare ale unei importante experienţe şi tradiţii în acest domeniu. Primele turbine hidraulice axiale româneşti — dintre care două de tip elicoidal şi una de tip Kaplan — au fost realizate în perioada anilor 1950—1952 în cadrul Întreprinderii de construcţii de maşini din Reşiţa, pe baza unei concepţii comune — a intreprinderii executante şi a Institutului politehnic „Traian Vuia" din Timişoara. Destinate Centralei hidroelectrice Tîrgu-Mureş, aceste realizări de pionierat au atins performanţe relativ modeste, fiecare dintre turbine avînd o putere maximă la cuplă de numai 0,550 MW, la o cădere netă de 4,85 m, cu un diametru al rotorului de 1,980 m şi o turaţie nominală de 200 rot/min. Fabricaţia masivă de turbine hidraulice de tip Kaplan, necesare realizării vastului program de valorificare a potenţialului hidroenergetic al ţării preconizat de partid, a fost abordată la întreprinderea din Reşiţa începînd din anul 1960, an în care în cadrul intreprinderii au fost organizate sectoare specializate de concepţie şi execuţie în acest domeniu. Un salt calitativ important a fost înregistrat în anul 1966 cu ocazia realizării echipamentelor pentru Sistemul hidroenergetic şi de navigaţie „Porţile de Fier", cînd baza tehnico-materială a întreprinderii din Reşiţa a fost substanţial suplimentată, paralel cu organizarea concepţiei sub forma actualului ICPEH din Reşiţa.

Figura 1 reprezintă o vedere exterioară a institutului, iar figura 2 o vedere interioară a secţiei de mecanică grea din Întreprinderea de construcţii de maşini din Reşiţa, profilată pe fabricaţia turbinelor hidraulice de tip Kaplan.

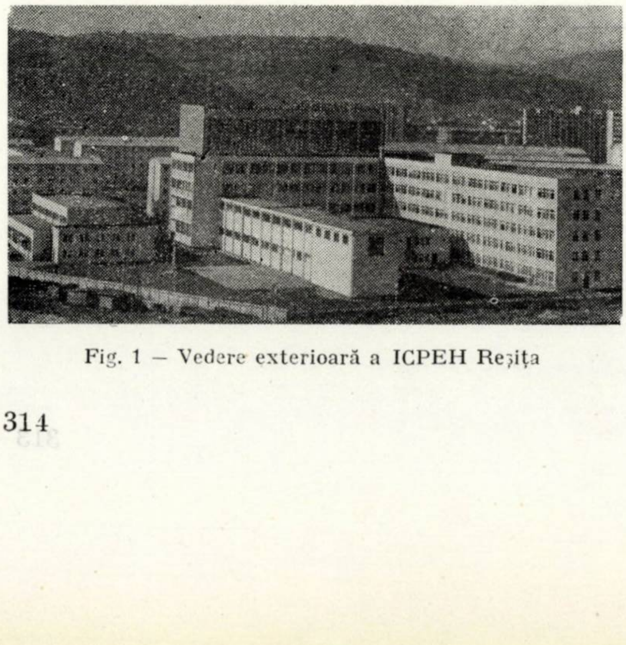


Fig. 1 — Vedere exterioară a ICPEH Reşiţa

Din anul 1960 şi pînă în prezent au fost proiectate şi executate un număr considerabil de turbine hidraulice de tip Kaplan, într-o gamă largă de dimensiuni şi puteri unitare, cu performanţe la nivelul celor atinse de realizările unor ţări cu vechi tradiţii în domeniul fabricaţiei agregatelor de acest gen. În tabelul 1 a fost sintetizată gama turbinelor hidraulice româneşti de tip Kaplan, produse ale industriei reşiţene, cu parametrii aferenţi şi centralele hidroelectrice care le echipează, respectiv cărora le sînt destinate.

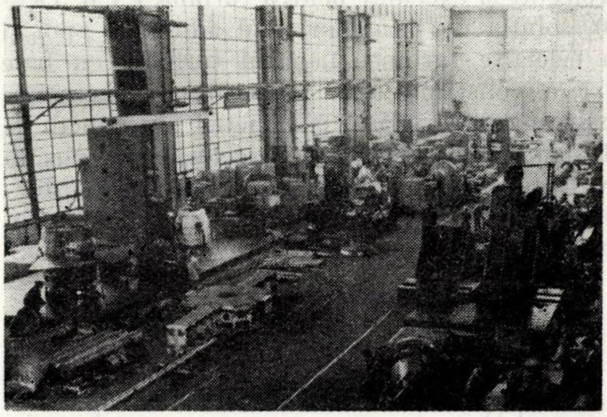


Fig. 2 — Vedere interioară a Secţiei de mecanică grea din cadrul Întreprinderii de construcţii de maşini din Reşiţa

Dinamica principalilor indicatori tehnico-economici ai turbinelor hidraulice de tip Kaplan româneşti aflate în funcţiune este redată în graficul din figura 3, reprezentînd cantitativ numărul de agregate, greutatea totală şi puterea totală instalată a acestora. Graficul este cumulativ, în sensul prezentării în evoluţie a întregului fond de turbine în funcţiune; perechea de valori afectată fiecărei curbe exprimă mărimile respectiv iniţială şi actuală a indicatorului prezentat, în unităţile de măsură din legendă.

Studiul teoretic şi experimental al părţilor de curgere a turbinelor, element esenţial în realizarea acestora cu performanţe ridicate, a fost asigurat pentru început în cadrul Institutului politehnic „Traian Vuia" din Timi-

Tabelul 1 — **Turbine hidraulice de tip Kaplan realizate sau în curs de realizare în R.S. România**

Nr. crt.	Centrala hidroelectrică	Tipul * turbinei	Numărul de agregate	Căderea netă [m]	Puterea unitară [MW]	Diametrul rotorului [m]	Turația nominală [rot/min]	Anul fabricației
1	ROZNOV II - Bistrița	KVB 7,5-20	2	20,00	7,240	2,750	250	1962
2	PÎNGĂRAȚI - Bistrița	KVB 11,5-15	2	14,50	11,600	4,100	136,4	1963
3	ZĂNEȘTI - Bistrița	KVB 7,5-20ZC	2	19,50	7,350	2,750	250	1963
	COSTIȘA - Bistrița		2					
4	PIATRA NEAMȚ - Bistrița	KVB 5,5-15	2	15,30	5,650	2,600	214,3	1963
	BUHUȘI - Bistrița		2	15,50	6,000			
5	RACOVA - Bistrița	KVB 11,5-15R	2	14,00	12,000	4,100	136,4	1964
	GÎRLENI - Bistrița		2	15,00	12,250			1965
	BACĂU I - Bistrița		2	15,30	12,500			1966
6	VADURI - Bistrița	KVB 23-26	2	26,20	23,400	4,000	166,7	1965
7	BACĂU II - Bistrița	KVB 7,5-20B	4	18,50	7,680	2,750	250	1965
8	BAIA [illegible]RE - Firiza	KVM 4,2-40	1	38,00	4,200	1,400	428,5	1966
9	OIEȘTI - Argeș	KVB 8-20	2	19,70	8,220	2,750	250	1966
	ALBEȘTI - Argeș		2	20,25	8,270			1966
	CERBURENI - Argeș		2	20,00	8,250			1967
	VALEA IAȘULUI - Argeș		2	20,00	8,250			1968
10	LUDUȘ	KVB 0,57-7,2	2	7,20	0,570	1,500	250	1968
11	PORȚILE DE FIER - Dunăre**	KVB 178-27	3	27,16	178,000	9,500	71,5	1970
12	BASCOV - Argeș	KVB 4-10	2	10,20	4,000	3,200	136,4	1970
	PITEȘTI - Argeș		2					1971
	CURTEA DE ARGEȘ - Argeș		2					1971
13	NOAPTEȘ - Argeș	KVB 8-20N	2	19,70	8,200	2,750	214,3	1972
	BĂICULEȘTI - Argeș		2					
	ZIGONENI - Argeș		2					
14	RÎMNICU VÎLCEA - Olt	KVB 24-16	2	16,00	24,000	5,400	100	1974
	GOVORA - Olt							în montaj
15	DEVA	KVB 1,4-5,3	1	5,30	1,400	3,200	100	în montaj
16	R.P. CHINEZĂ - Export	KVB 37-18	4	18,00	37,000	5,5000	107,5	în fabricație
17	VÎLCELE - Argeș	KVB 8-20V	2	19,20	8,200	2,750	214,3	în fabricație
18	MÎNICEȘTI - Argeș	KVB 6-15	2	14,30	6,000	3,000	166,7	în fabricație
	MERIȘANI - Argeș		2					
	BUDEASA - Argeș		2					
19	DĂIEȘTI - Olt	KVB 19,5-13	2	13,25	19,500	5,400	93,7	în fabricație
20	MĂLAIA - Lotru	KVB 9,3-21	2	21,20	9,300	2,750	214,3	în fabricație
21	RÎURENI - Olt	KVB 24,8-16,7	2	16,70	24,800	5,400	100	în fabricație
22	STÎNCA-COSTEȘTI - Prut	KVB 16-27	1	27,30	16,000	3,300	187,5	în fabricație
23	BĂBENI - Olt	KVB 20-14	2	13,75	20,250	5,400	93,7	în fabricație
	IONEȘTI - Olt		2					
24	GILĂU - Someș	KVB 5,7-14,3	1	14,30	5,700	3,000	166,7	în fabricație

* KVB - Turbină hidraulică de tip Kaplan, verticală, cu cameră spirală din beton.
KVM - Turbină hidraulică de tip Kaplan, verticală, cu cameră spirală metalică
** Realizate în cooperare cu firma LMZ - URSS.

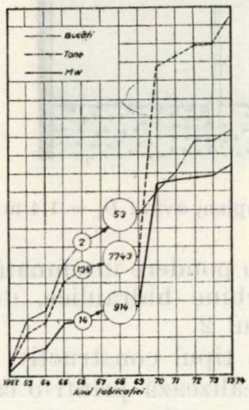


Fig. 3 — Dinamica fabricației de turbine hidraulice de tip Kaplan în R.S. România

șoara, iar mai tîrziu în cadrul ICPEH din Reșița. Cercetările întreprinse au avut drept obiect studiul energetic și cavitațional pe modele al turbinelor, în paralel cu studierea unui număr important de parametri auxiliari ai acestora, cum ar fi turațiile de ambalare, caracteristicile de forță ale paletajului rotoric și de distribuție, vibrații, etc. Transpunerea rezultatelor obținute pe modele la scară naturală a permis obținerea unor turbine industriale cu caracteristici competitive pe plan mondial; în figura 4 se prezintă pentru exemplificare caracteristica de exploatare rezultată în urma încercărilor

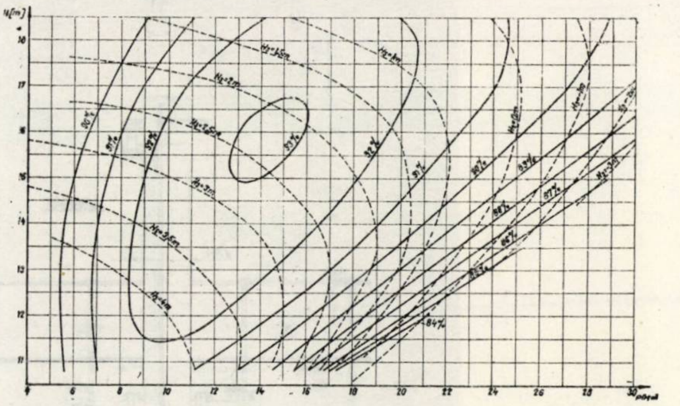


Fig. 4 — Caracteristică de exploatare a unei turbine hidraulice de tip Kaplan cu diametrul rotorului de 5,400 m și turația nominală de 93,75 rot/min

pe model a unei turbine Kaplan cu diametrul rotorului de 5,400 m și turația nominală de 93,75 rot/min. Caracteristica este prezentată în coordonate putere (P) și cădere netă (H), cu indicarea liniilor de egal randament și respectiv sarcină de aspirație.

Din punct de vedere constructiv, o clasificare după diametrul rotorului a turbinelor hidraulice specificate în tabelul 1 permite o inventariere a acestora din punct de vedere al numărului de bucăți, al puterii și greutății, conform celor prezentate în tabelul 2.

Tabelul 2 — **Clasificarea după diametru a turbinelor hidraulice de tip Kaplan realizate în R. S. România**

Caracteristica \ D_1 [m]	1,4	1,5	2,6	2,75	3,0	3,2	3,3	4,0	4,1	5,4	5,5	9,5
Număr de agregate	1	2	4	28	7	7	1	2	8	12	4	3
Putere totală [MW]	4,2	0,57	23,3	225,58	41,7	25,4	16	46,8	96,7	225,1	148	534
Greutate echipament [t]	18	12	216	1682	420	372	92	266	1072	3352	1268	4028

Analiza constructivă mai amănunțită a tipurilor cuprinse în tabelul 2 permite în plus și o clasificare a acestora în patru categorii constructive, simbolizate în cele ce urmează prin $D_1 = 1{,}4$ m, $D_1 < 4$ m, $D_1 > 4$ m și $D_1 = 9{,}5$ m. Tipul $D_1 = 1{,}4$ m și respectiv $D_1 = 9{,}5$ m corespund în principiu diametrelor limită din tabelul 2, în esență fiind vorba de turbinele destinate echipării Centralelor hidroelectrice din Baia Mare și pentru Sistemul hidroenergetic și de navigație Porțile de Fier; rezolvarea constructivă a acestor două tipuri de mașini a fost prezentată în figurile 5 și 6.

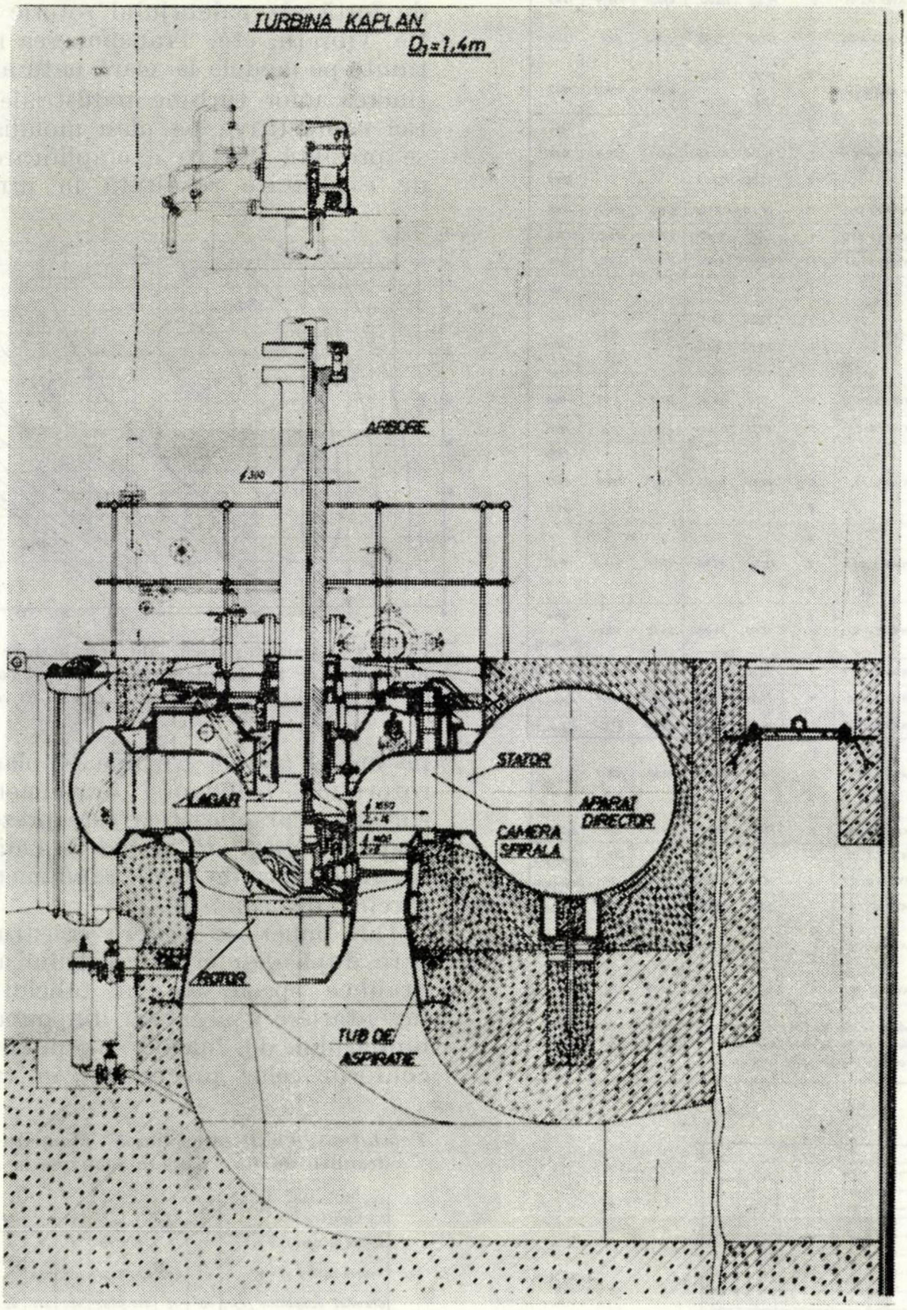


Fig. 5 — Secțiune longitudinală printr-o turbină hidraulică de tip Kaplan, avînd $D_1 = 1{,}4$ m

Tipul $D_1 = 1{,}4$ m reprezintă o realizare de performanță în domeniul turbinelor hidraulice de tip Kaplan, din punct de vedere al căderii nete utilizate, în timp ce tipul $D_1 = 9{,}5$ m constituie recordul pe plan mondial sub aspectul puterii unitare atinse pînă în prezent la agregate de acest gen. Categoriile constructive $D_1 < 4$ m și respectiv $D_1 > 4$ m au fost prezentate în figurile 7 și 8, prin prezentarea soluționării constructive a două turbine reprezentative din rîndul celor cuprinse în tabelul 1, mai exact fiind vorba de turbine cu $D_1 = 2{,}75$ m și $D_1 = 5{,}4$ m, cu o pondere însemnată în fabricația noastră de turbine hidraulice, după cum rezultă din tabelul 2.

Indiferent de tipul constructiv, admisia apei în turbină se realizează printr-o cameră spirală care asigură o repartizare uniformă a debitului pe circumferința rotorului; din punct de vedere

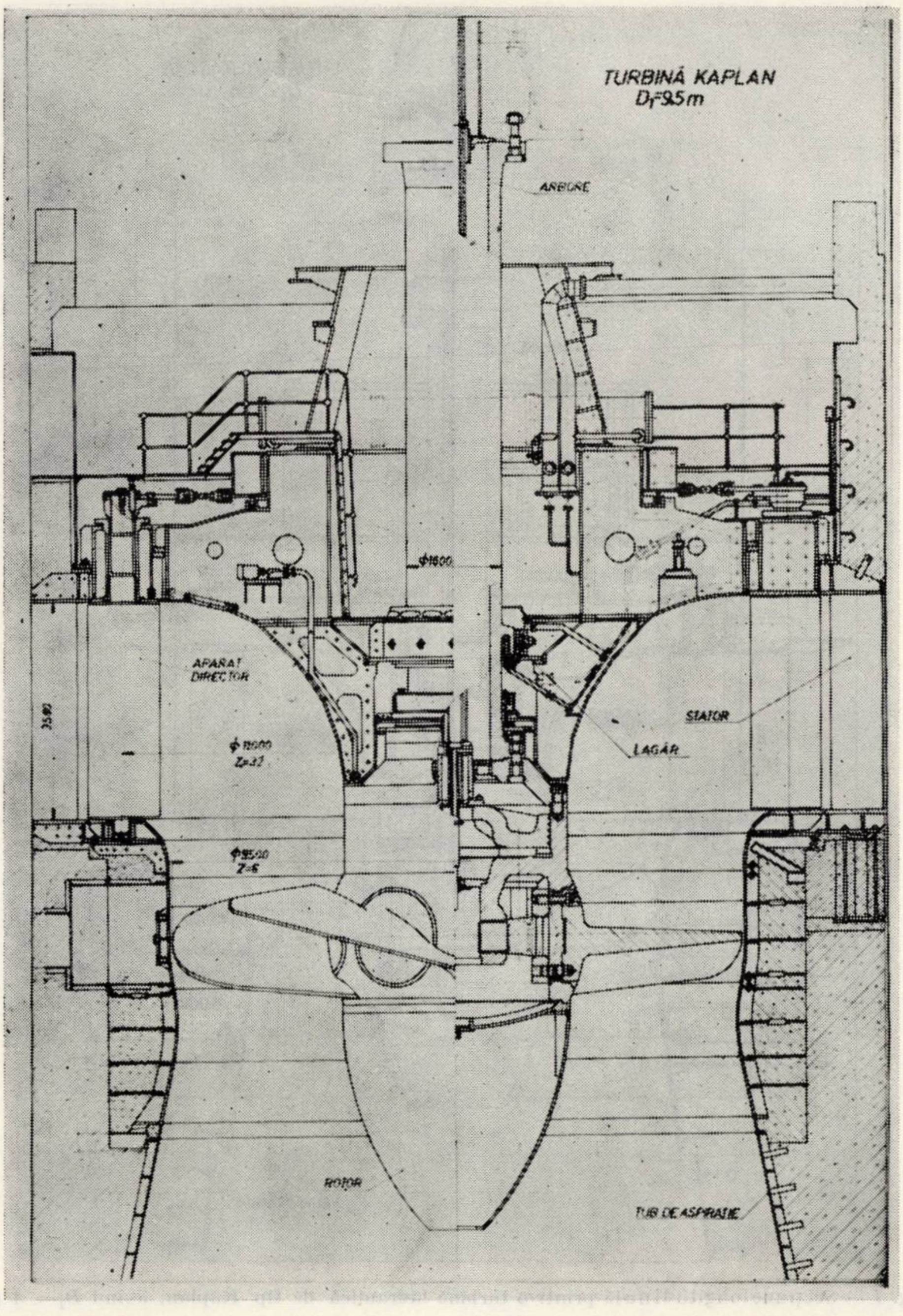


Fig. 6 — Secţiune longitudinală printr-o turbină hidraulică de tip Kaplan, avînd $D_1 = 9{,}5$ m

geometric, camera spirală poate avea secţiuni circulare sau trapezoidale, la unghiuri de înfăşurare cuprinse între 180° şi 345°. În funcţie de cădere, camera spirală poate fi metalică sau din beton, în acest din urmă caz fiind căptuşită cu plăci din oţel în zonele afectate de viteze de curgere mari. Accesul în camera spirală se realizează printr-o gură de vizitare, după ce în prealabil aceasta a fost golită de apă prin intermediul unui ventil cu debuşare în avalul centralei. Măsurarea continuă a debitului în exploatare se realizează prin metoda Winter-Kennedy, prin măsurarea căderilor de presiune înregistrate în intervalul a două secţiuni caracteristice ale camerei, prevăzute în acest scop cu prize speciale de presiune. Statorul turbinei, avînd ca rol principal susţinerea unei importante părţi din subansamblul hidroagregatului şi respectiv din suprastructura de beton a centralei, se realizează în mod obişnuit într-o construcţie mixtă sudată-turnată, coloanele acestuia fiind profilate hidrodinamic, în vederea asigurării unui curent uniform direcţional înaintea intrării în aparatul director al turbinei. Reglajul debitului şi implicit al puterii la cupla turbinei se realizează prin intermediul unui

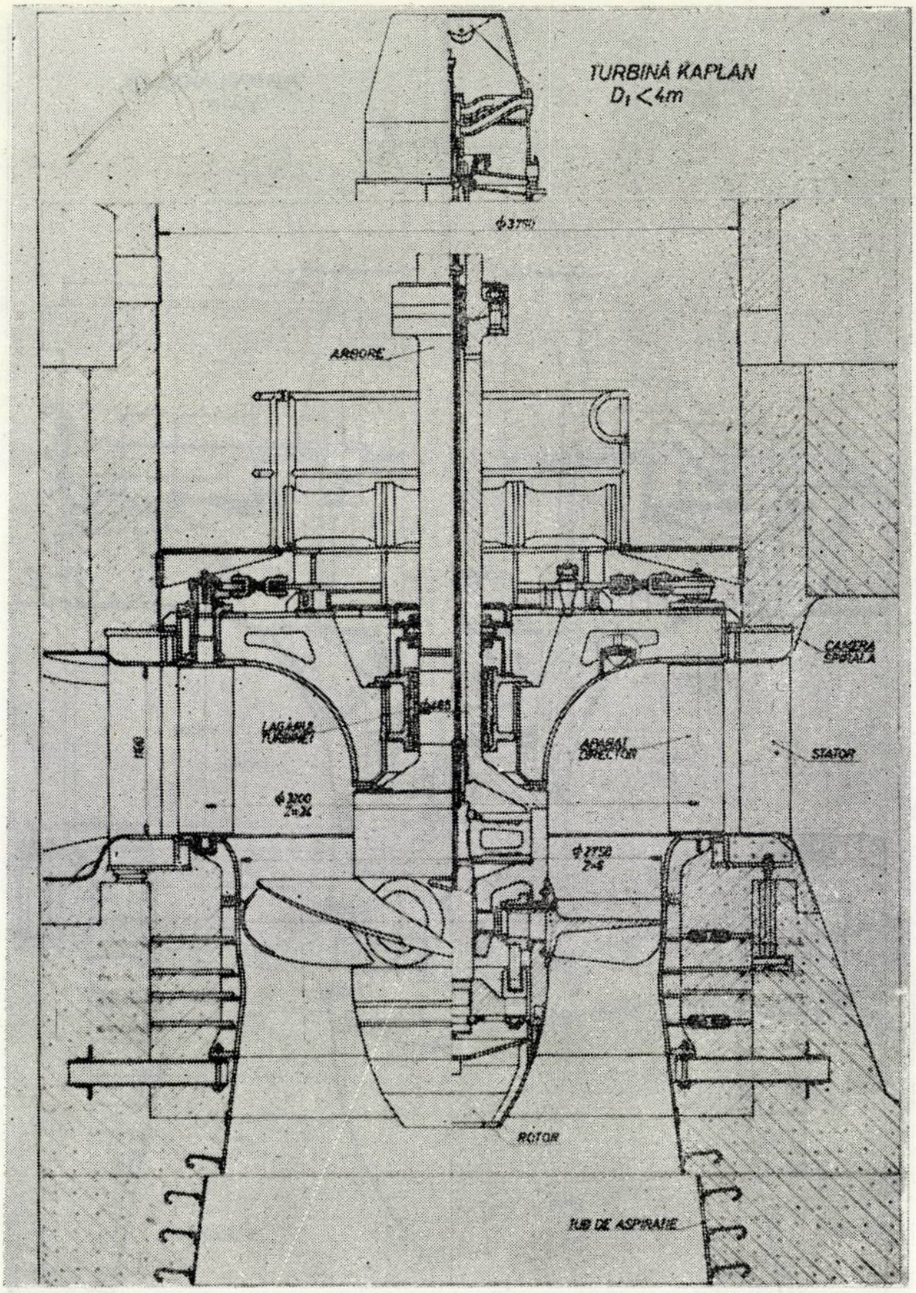


Fig. 7 — Secţiune longitudinală printr-o turbină hidraulică de tip Kaplan, avînd $D_1 < 4$ m

aparat director, ale cărui principale părţi componente — inelul superior şi inferior, capac turbină, inel de reglare şi palete — sînt realizate în construcţie sudată. De la caz la caz furnitura aparatului director poate cuprinde şi un suport al lagărului axial al hidroagregatului, atunci cînd hidrogeneratorul acestuia este de tip umbrelă. Etanşarea paletelor directoare la poziţia complet închisă a aparatului director, atît frontal cît şi pe înălţimea paletelor, poate fi de tipul metal pe metal sau cu garnituri profilate din cauciuc.

Acţionarea paletelor directoare se face prin intermediul unui sistem de pîrghii de la un inel de reglare central, pus în mişcare la rîndul lui de două servomotoare hidraulice, amplasate fie în afara turbinei propriu-zise, deci pe beton, fie direct pe capacul acesteia. Furnitura aparatului director este completată de o instalaţie de ungere centralizată cu unsoare consistentă a mecanismelor lui, de un set de dispozitive de blocare a inelului de reglare în poziţia complet închisă a acestuia, cît şi de o instalaţie de semnalizare a cazurilor de rupere a bolţurilor de forfecare din sistemul de pîrghii de acţionare a paletelor; în construcţiile recente se utilizează pe scară din ce în ce mai largă materiale plastice autolubrifiante, care

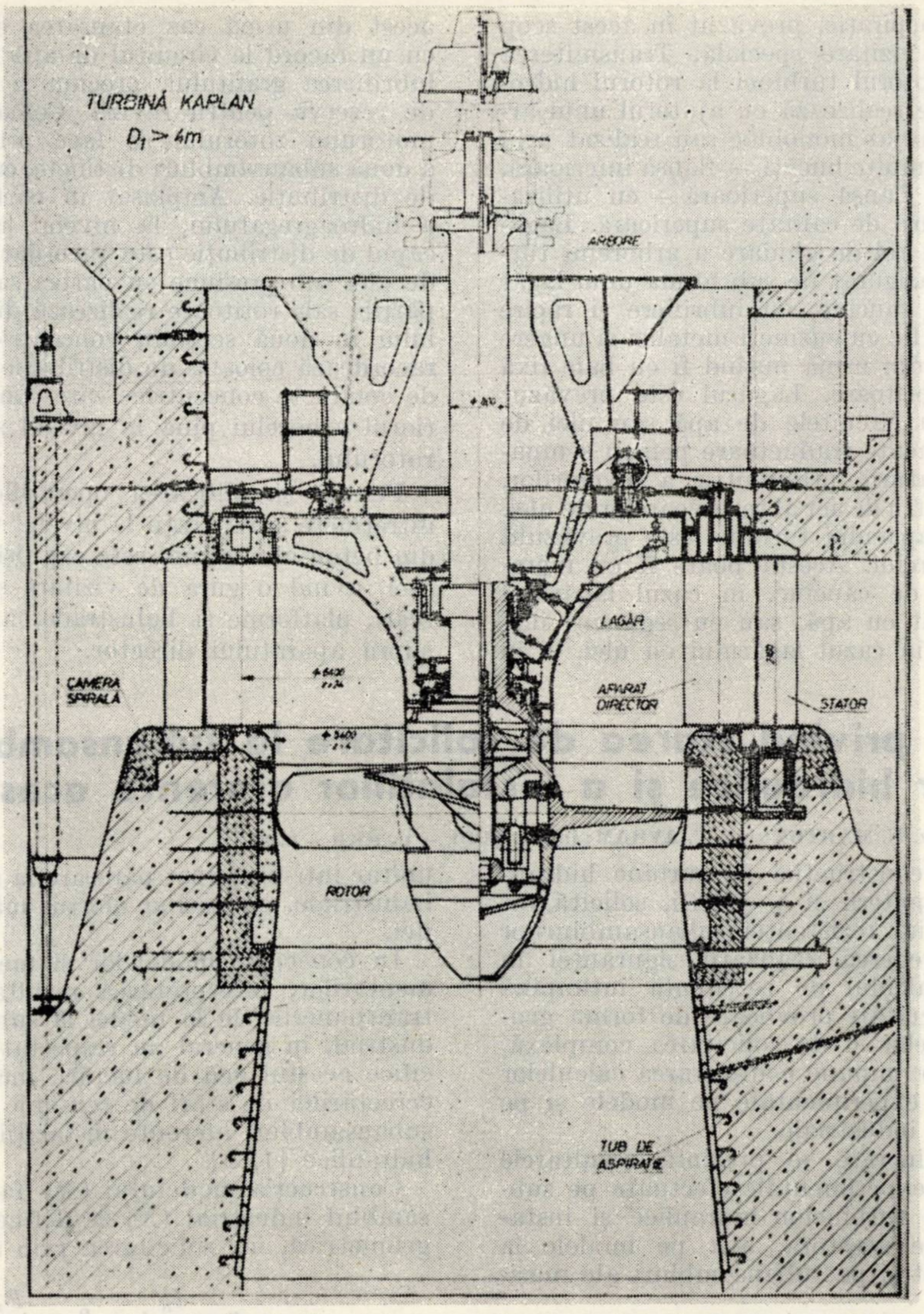


Fig. 8 — Secţiune longitudinală printr-o turbină hidraulică de tip Kaplan, avînd $D_1 > 4$ m

permit eliminarea instalaţiilor speciale de ungere cu toate complicaţiile aferente lor. Depresiunile periculoase ce pot să apară în interiorul aparatului director la închideri bruşte ale acestuia sînt anihilate prin ventile de rupere a vacuumului, amplasate pe capacul turbinei. Sediu al transformărilor de energie, rotorul turbinei este prevăzut cu palete din oţel inoxidabil, reglabile ca poziţie prin intermediul unor mecanisme interioare, puse în mişcare de un servomotor hidraulic. Rotorul este prevăzut suplimentar cu etanşări speciale în zona paletelor, cu dispozitive de limitare automată a turaţiei de ambalare, respectiv cu ventile speciale necesare schimbării uleiului de acţionare aflat în interiorul rotorului. În partea exterioară periferiei paletelor, zona de lucru a rotorului este protejată de o cameră, realizată în construcţie sudată din oţel inoxidabil, care se continuă în partea inferioară cu tubul de aspiraţie propriu-zis, blindat cu tablă din oţel în zonele cu viteze de curgere mari.

În prima porţiune a tubului de aspiraţie sînt prevăzute de la caz la caz legăturile necesare instalaţiilor ce asigură funcţionarea în regim de compensator sincron a hidroagregatului, conducte de legătură cu gospodăria de ulei a centralei şi respectiv prize necesare măsurării depresiunilor în timpul funcţionării turbinei. Accesul în zona rotorului turbinei este asigurat prin tubul de aspirație, prevăzut în acest scop cu o gură de vizitare specială. Transmiterea puterii de la rotorul turbinei la rotorul hidrogeneratorului se realizează cu ajutorul unui arbore tubular, forjat monobloc sau realizat prin sudare din mai multe bucăți — flanșă inferioară, corp arbore și flanșă superioară — cu utilizarea unor electrozi de calitate superioară. Lagărul turbinei, cu rol de ghidare a arborelui turbinei, poate fi asigurat fie sub forma unui lagăr cu cuzineți de cauciuc, cu lubrifiere și răcire cu apă filtrată, fie cu cuzineți metalici și ungere cu ulei, acesta din urmă putînd fi cu baie fixă sau cu baie rotitoare. Lagărul este prevăzut cu racorduri la circuitele de apă sau ulei de ungere, cu elemente traductoare pentru semnalizarea temperaturii, presiunii și a nivelurilor, precum și cu filtru de aer al rezervoarelor de ulei.

La nivelul capacului turbinei este prevăzută etanșarea arborelui. Acesta poate fi cu membrană inelară de cauciuc, în cazul lagărului lubrifiat și răcit cu apă, sau cu segmenți inelari din grafit în cazul lagărului cu ulei, și în acest din urmă caz etanșarea este prevăzută cu un racord la circuitul de apă filtrată pentru lubrifierea grafitului, precum și cu o etanșare de rezervă pentru revizii. Comandarea servomotorului rotorului se face prin intermediul a două subansambluri distincte, capul și coloana de distribuție. Amplasat în partea superioară a hidroagregatului, la nivelul sălii mașinilor, capul de distribuție este racordat la conductele de ulei sub presiune cu partea sa fixă, iar prin părțile sale rotitoare realizează distribuirea uleiului în două secțiuni concentrice, la care se racordează coloana de distribuție, un ansamblu de conducte concentrice care conduc prin interiorul arborelui pînă la nivelul servomotorului rotorului.

Pentru simplificarea operațiilor de revizie, întreținere și reparații la nivelul turbinei, puțul din beton al acestuia este căptușit cu tablă din oțel, avînd o gură de vizitare și prevăzut cu scări, platforme și balustrade, amplasate deasupra aparatului director.

CZ ; 621.24

Cercetări privind starea de solicitare la subansamblurile turbinelor hidraulice și a instalațiilor aferente acestora

Ing. K. MANDL; fiz. N. MARTON; ing. V. AVRAM; ing. I. VOIA – I.C.P.E.H. – Reșița

Dezvoltarea construcției de turbine hidraulice, creșterea puterii și a căderii, solicită tot mai mult studiul rezistenței subansamblurilor aferente, în vederea realizării siguranței în funcționare. Calculul de rezistență întîmpină o serie de dificultăți provocate de forma geometrică a pieselor și de solicitarea complexă. În acest sens se impune completarea calculelor cu măsurători experimentale pe modele și pe subansambluri industriale.

În această lucrare se prezintă rezultatele unor cercetări experimentale efectuate pe subansambluri ale turbinelor hidraulice și instalațiilor aferente acestora, atît pe modele la scară redusă cît și pe subansambluri ale mașinilor reale.

Cercetările experimentale în cauză urmăresc :

— stabilirea distribuției efective a eforturilor unitare și deformațiilor ;

— evaluarea valorilor maxime ale eforturilor unitare ;

— compararea valorilor obținute prin diferite metode de calcul cu cele efective ;

— stabilirea, pentru proiectare, a unor soluții și forme constructive optime.

1) Metoda de cercetare

Cercetările s-au efectuat în cadrul ICPEH și au cuprins studiul pe modele la scară redusă și pe subansambluri industriale. Studiul pe modele s-a realizat pe baza legilor de similitudine. Crearea unei stări de solicitare similare în model și în subansamblul industrial, cînd acestea sînt confecționate din același sau din materiale diferite, a permis calcularea efortului unitar într-un punct oarecare la subansambluri industriale, cunoscînd efortul măsurat pe model.

În concepția modelelor și metodica experimentărilor, interpretarea rezultatelor inclusiv transpunerile de la model la subansamblul industrial, în general au respectat cerințele specifice acestui gen de lucrări, inclusiv cerințele cercetărilor de stări de tensiune pe modele de subansambluri aferente instalațiilor de turbine hidraulice [1, 2].

Construcția modelului (M) față de subansamblul industrial (N) se definește prin scara geometrică, iar solicitarea prin scara forțelor:

$$\alpha = \frac{l_N}{l_M}; \quad \beta = \frac{F_N}{F_M} \qquad (1)$$

unde: l reprezintă lungimea,
F — forțele

Scara geometrică se adoptă din condițiile asigurării posibilității de execuție a modelului și de obținere a configurației solicitărilor și posibilității de măsurare, iar scara forțelor se alege din condiția obținerii pe model a unor deformații și solicitări care să poată fi măsurate cu o precizie satisfăcătoare.

Cunoscînd cele două scări (α și β) și efortul măsurat pe model, efortul în subansamblul real va fi :

$$\sigma_N = \frac{\beta}{\alpha^2}\,\sigma_M \qquad (2)$$

O analiză specială s-a impus pentru subansamblurile în mișcare de rotație, cum e cazul rotoarelor de turbine hidraulice. În acest caz modelarea solicitărilor trebuie să țină seama de solicitarea datorită presiunii apei (căderii H) și forței centrifuge :

$$\sigma = \sigma_H + \sigma_C \tag{3}$$

relațiile de transpunere fiind în acest caz :

$$\sigma_{HM} = \sigma_{HM} \frac{H_N}{H_M}; \quad \sigma_{CN} = \sigma_{CM} \frac{\gamma_N n_N^2}{\gamma_M n_M^2} \alpha^2 \tag{4}$$

γ fiind greutatea specifică a materialului rotor, iar n turația rotorului.

În general modelele s-au confecționat din același material cu ansamblul industrial, permițînd efectuarea măsurătorilor la presiuni egale cu cele din exploatare, însă în unele cazuri, reclamate de unele cerințe de experimentare, s-au utilizat și alte materiale (plexiglas) prezentînd avantajul unor deformații mari la solicitări mici. Încercarea modelelor s-a făcut prin realizarea unor regimuri similare celor din funcționare, în acest scop construind dispozitive speciale de probă sau utilizînd chiar standurile energetice și cavitaționale de încercări de turbine din dotare. Determinarea solicitărilor în subansamblurile industriale s-a făcut în timpul probelor uzinale, cu scopul obținerii unor date asupra comportării acestora în exploatare și pentru determinarea coeficienților reali de siguranță.

Condițiile de încercare au solicitat traductoare care să satisfacă următoarele condiții :

— dimensiuni mici, îndeosebi la măsurători pe modele
— posibilitatea de măsurare în regim static și dinamic, inclusiv în mediul apă (regim de turbinare)
— măsurători în condiții de umiditate și chiar sub apă la presiuni pînă la 40÷85 daN/cm².
— posibilitatea transmiterii la distanță a indicațiilor, inclusiv de la puncte în rotație.
— măsurarea simultană a unui număr mare de puncte.

Traductoarele tensometrice rezistive, răspunzînd cel mai bine acestor cerințe, au fost adoptate pentru măsurători atît pe modele cît și pe subansambluri industriale.

2) Solicitări în camera spirală și în statorul turbinelor Francis

Reprezentînd construcții spațiale de formă variabilă, camera spirală și statorul în general nu permit realizarea unui model matematic de calcul care să asigure precizia necesară. Încercările de a aborda prin calcul asemenea probleme duc la rezultate contradictorii care se dispută și în prezent între diverși autori [3], situația fiind confirmată după cum se va vedea atît de prezentele cercetări cît și de alte cercetări experimentale.

Aceste condiții au determinat efectuarea unor cercetări sistematice a nivelului și distribuției solicitărilor prin măsurători experimentale pe modele și prototipuri industriale. Caracteristicile principale ale construcțiilor cercetate [4, 5, 6, 7, 8] rezultă din tabelul 1, iar ansamblul instalației experimentale în cazul camerei I din figura 1.

În cadrul acestor cercetări bazate pe un volum însemnat de măsurători s-a urmărit determi-

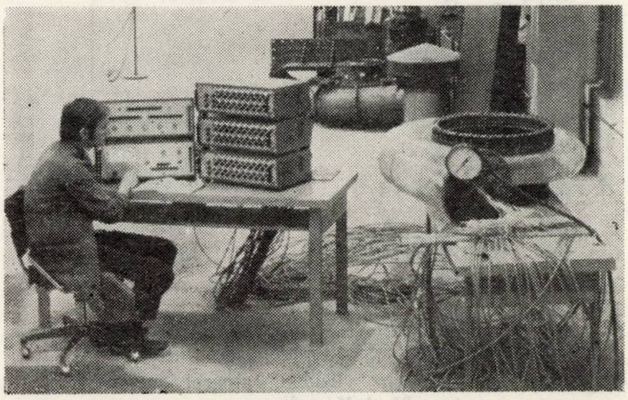


Fig. 1 — Instalația experimentală pentru încercarea camerei spirale model.

Tabelul 1

Caracteristicile principale ale construcțiilor studiate

Nr. crt.	Denumirea caracteristicii	UM	Numărul camerei spirale			
			I	II	III	IV
1	Diametrul secțiunii de intrare	mm	266	320	2700	1770
2	Număr coloane stator	buc	11	11	11	11
3	(Diametrul intrare Diametrul ieșire stator)	mm mm	614 534	614 534	3730 3150	3828 3348
4	Presiunea de probă și mediul	daN/cm² mediu	1 aer	85 ulei	8 apă	40 apă
5	Soluția constructivă	—	sudat	mixtă : sudat-turnat	sudat	sudat

NOTA ; Camerele I și II sint modele. Camera I a fost executată din plexiglas.

narea solicitărilor cît mai reale în coloanele statorului şi pe conturul camerei spirale în diferite secţiuni radiale. În vederea obţinerii unor solicitări similare celor ce apar în funcţionare, măsurătorile s-au efectuat pe camere spirale supuse la presiuni interioare. Închiderea după diametrul de ieşire din stator s-a realizat cu un dispozitiv special care permite deformarea liberă a construcţiei sub acţiunea presiunii interioare. Această soluţie s-a utilizat atît la încercarea pe modele cît şi la încercarea pe prototipuri industriale. Pentru exemplificare se prezintă în figura 2 variaţia solicitărilor în virolele camerei spirale I, în funcţie de unghiul de înfăşurare al camerei. Eforturile unitare meridionale (σ_m) şi tangenţiale (σ_t) sînt date pentru secţiunea de îmbinare cu statorul ($A-A$), la 90° faţă de axa ($B-B$) şi în axa ($C-C$).

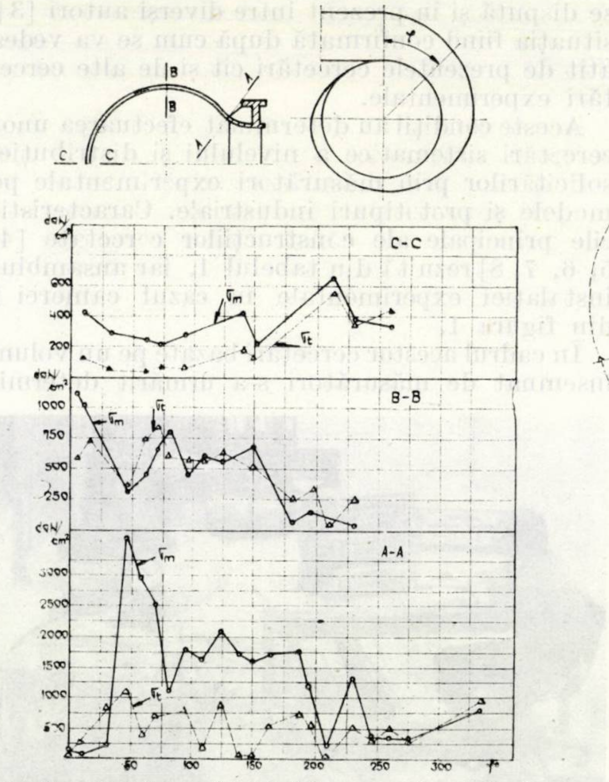


Fig. 2 — Solicitarea în virolele camerei spirale I ($p = 85$ daN/cm²).

În figura 3 sînt prezentate solicitările măsurate din coloanele stator pentru camera II. Solicitările au fost transpuse pentru parametrii turbinei industriale (presiunea de probă).

Compararea rezultatelor măsurătorilor pentru cazul camerei spirale propriu-zise cu valorile calculate după metoda Jmudi [9], metodă recunoscută pînă în prezent de o serie de autori cu autoritate (Aronson, A., Kovalev, N. ş.a.), este prezentată în tabelul 2.

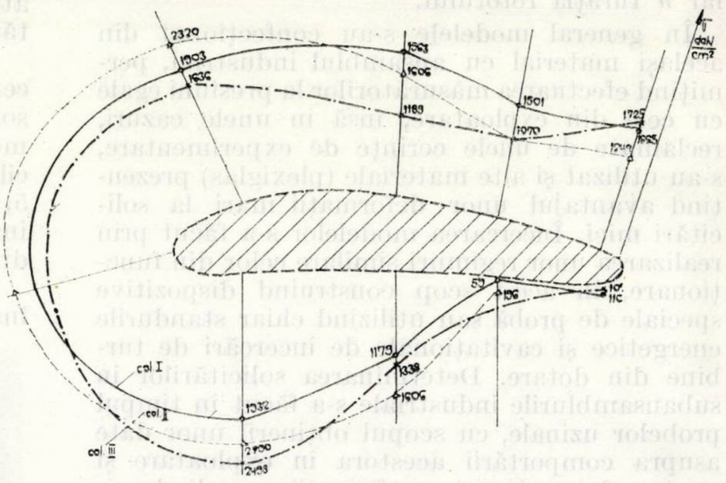


Fig. 3 — Solicitările în primele trei coloane stator încercate în camera spirală II ($p = 85$ daN/cm²)

Cercetările experimentale au evidenţiat :

Eforturile tangenţiale pot fi estimate suficient de precis prin calcule în toate secţiunile. Cele meridionale prezintă abateri mari în zona de îmbinare cu statorul, ajungind pînă la 2,5 ori valoarea calculată. Situaţia este diferită

Raportul solicitărilor maxime în virole măsurate şi calculate pentru camerele spirale *Tabelul 2*

	Secţiunea virolei	Camera spirală			
		I	II	III	IV
$K_m = \frac{\sigma_{m\ mas}}{\sigma_{m\ calc}}$	La îmbinare cu statorul	$\frac{3642}{1489} = 2{,}446$	$\frac{2015}{1475} = 1{,}366$	$\frac{706}{908} = 0{,}777$	$\frac{1950}{919{,}8} = 2{,}12$
	la 90° (secţ. B—B)	$\frac{1147}{1062} = 1{,}079$	$\frac{934}{1037} = 0{,}912$	$\frac{289}{618} = 0{,}467$	$\frac{890}{657} = 1{,}20$
	la 180° (secţ. C—C)	$\frac{408}{950} = 0{,}55$	$\frac{946}{947} = 1{,}00$	—	$\frac{345}{592} = 0{,}58$
$K_t = \frac{\sigma_{t\ mas}}{\sigma_{t\ calc}}$	La îmbinare cu statorul	$\frac{1084}{1062} = 1{,}02$	$\frac{1119}{1037} = 1{,}079$	$\frac{156}{618} = 0{,}252$	$\frac{930}{657} = 1{,}41$
	la 90°	$\frac{579}{1062} = 0{,}54$	$\frac{805}{1037} = 0{,}776$	$\frac{258}{618} = 0{,}417$	$\frac{870}{657} = 1{,}32$
	la 180°	$\frac{117{,}4}{1062} = 0{,}11$	$\frac{494}{1037} = 0{,}475$	—	$\frac{210}{657} = 0{,}32$

Obs. Calculul s-a efectuat după metoda Jmudi (9).

în funcţie de soluţia constructivă la variantele mixte, deci mult mai rigide, depăşirea fiind numai de 40%. Ca urmare, pentru creşterea rezistenţei în zona de îmbinare cu statorul se impune o mărire a nervurării radiale şi extinderea nervurilor peste virole.

Cercetări mai recente atrag atenţia însă că asemenea nervurări în unele cazuri pot majora solicitările în pereţii camerei spirale în loc de a le reduce. În acest sens, utilizarea nervurărilor trebuie să se fundamenteze pe calcule specifice cazului şi verificări prin tensometrare [10].

— În ceea ce priveşte coloanele stator situaţia este inversă. Calculele efectuate de autori chiar după ultimele metode corectate [3] dau solicitări de 3÷5 ori mai mari decît cele efective, fapt care impune oarecari rezerve în utilizarea metodelor de calcul în acest domeniu, iar în cazuri de răspundere mai mare (de exemplu la centrale hidroelectrice subterane), verificarea experimentală a soluţiilor adoptate.

3) Capacul turbinelor Francis

Determinarea eforturilor unitare din capac s-a efectuat pe un model metalic executat în similitudine geometrică $\lambda = 5$ faţă de capacul real [4, 5, 6]. Încercarea s-a efectuat utilizînd un dispozitiv special care permite realizarea de presiuni diferite în zona aparatului director şi în zona labirinţilor de etanşare ai rotorului. S-au studiat două cazuri :

— funcţionarea normală a labirintului $p_{ext} = 50$ daN/cm^2; $P_{int} = 55$ daN/cm^2 în zona labirinţilor ;

— un caz limită, cînd tot capacul este supus unei presiuni de 50 daN/cm^2 (avarierea labirinţilor)

Măsurătorile au arătat că solicitările depind esenţial de etanşarea labirinţilor, în cazul ruperii acestora solicitările putîndu-se dubla faţă de cele din funcţionarea normală (fig. 4).

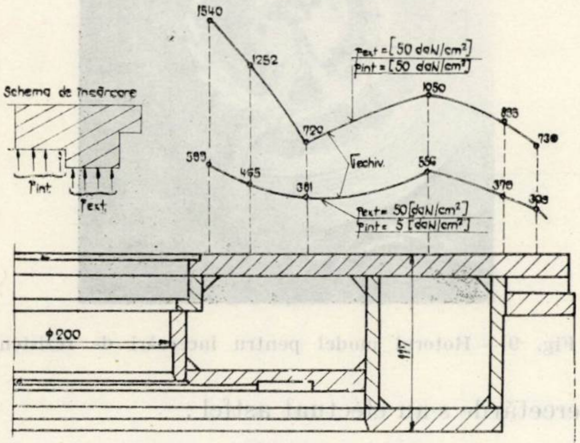

1540
1252
720
1050
833
730
593
465
361
556
378
309
Schema de încărcare
Pint
Pext
σechiv
Pext = [50 daN/cm²]
Pint = [50 daN/cm²]
Pext = 50 [daN/cm²]
Pint = 5 [daN/cm²]
φ200
117
φ724

Fig. 4 — Eforturile echivalente în capacul turbinei

4) Vanele fluture aferente turbinelor

Ca organe de închidere dispuse în amonte de turbină, vanele fluture impun realizarea unei siguranţe deosebite în exploatare. Cercetările efectuate în laboratorul ICPEH au avut drept obiectiv studiul unor variante constructive pentru vanele VF 320—100, aferente Centralei hidroelectrice Mărişelu. Modelul experimental s-a realizat la diametrul nominal de 400 mm (fig. 5), încercările efectuîndu-se prin punerea sub presiune statică a modelului. În acest mod s-au evidenţiat : zonele de maximă solicitare, direcţia eforturilor şi valoarea eforturilor. În figura 6 se prezintă variaţia eforturilor unitare în disc pentru varianta constructivă II [11].

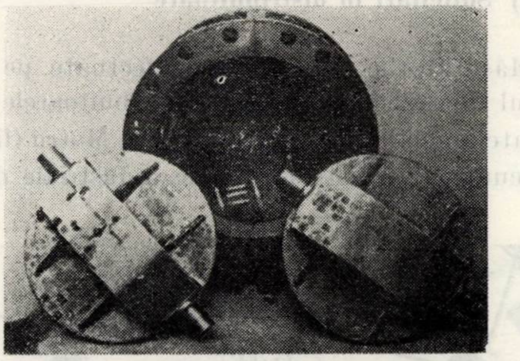


Fig. 5 — Variante constructive încercate

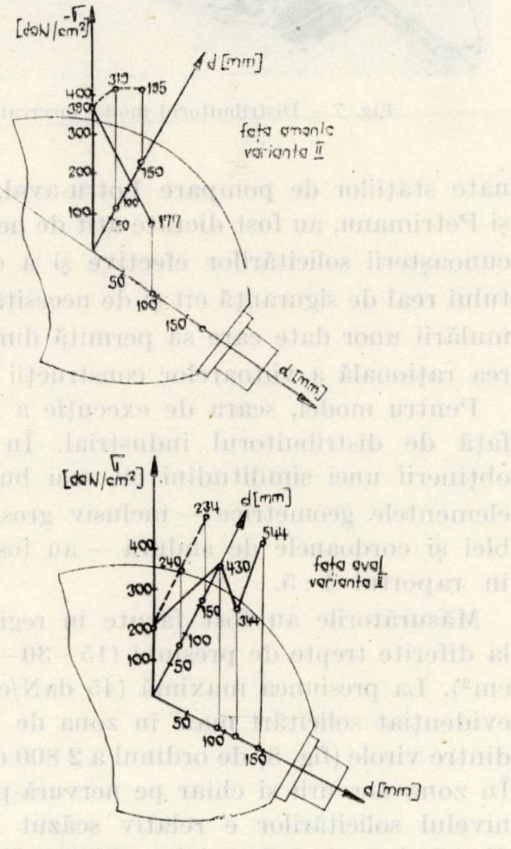

-σ
[daN/cm²]
d [mm]
400
380
300
200
100
319
195
150
100
50
177
50
100
150
faţa amonte
varianta II
a)
σ
[daN/cm²]
d [mm]
234
544
400
240
430
300
150
344
200
100
100
50
50
100
150
faţa aval
varianta II
b)
d [mm]

Fig. 6 — Variaţia eforturilor reduse în disc

Rezultatele cercetărilor au permis realizarea unei variante îmbunătăţite pentru vana industrială. În scopul verificării nivelului de solicitare au fost efectuate şi o serie de măsurători pe o vană industrială de tipul VF 100—40 [12]. Măsurătorile au arătat valori ale eforturilor unitare sub cele critice, confirmînd soluţia constructivă.

5) Solicitări în distribuitoare

Măsurătorile tensometrice efectuate pe modelul de rezistenţă pentru distribuitoarele destinate amenajărilor Sebeş şi Cerna Motru (fig. 7) precum şi pe distribuitoarele industriale destinate staţiilor de pompare Lotru-aval, Jidoaia şi Petrimanu, au fost dictate atît de necesitatea cunoaşterii solicitărilor efective şi a coeficientului real de siguranţă cît şi de necesitatea acumulării unor date care să permită dimensionarea raţională a viitoarelor construcţii similare.

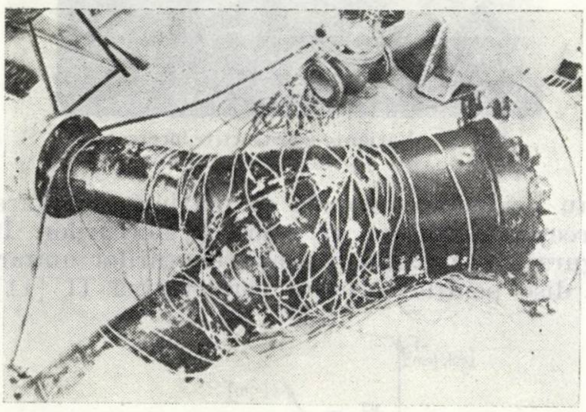


Fig. 7 — Distribuitorul model încercat

Pentru model, scara de execuţie a fost 1 : 5 faţă de distribuitorul industrial. În vederea obţinerii unei similitudini cît mai bune toate elementele geometrice — inclusiv grosimea tablei şi cordoanele de sudură — au fost reduse în raportul 1 : 5.

Măsurătorile au fost făcute în regim static la diferite trepte de presiuni (15—30—45 daN/cm^2). La presiunea maximă (45 daN/cm^2) s-au evidenţiat solicitări mari în zona de îmbinare dintre virole (fig. 8) de ordinul a 2 800 daN/cm^2. În zona nervurii şi chiar pe nervură-potcoavă, nivelul solicitărilor e relativ scăzut [13]. Pe distribuitoarele industriale măsurătorile au fost făcute în timpul probelor uzinale. Măsurătorile au arătat un nivel relativ scăzut al solicitărilor, valorile obţinute nedepăşind 0,8 σ_c [14].

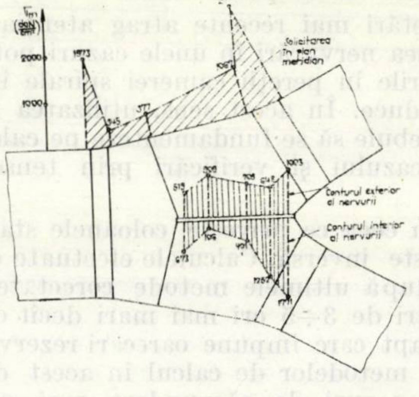

σ_m (daN/cm²)
2000
1000
1873
545
577
1067
Solicitarea în plan meridian
1003
515
808
908
948
Conturul exterior al nervurii
Conturul interior al nervurii
106
401
673
1287
1771

Fig. 8 — Solicitările în distribuitorul model

6. Starea de solicitare în rotoarele turbinelor Francis de mare cădere

Aceste cercetări au necesitat rezolvarea următoarelor probleme :

— execuţia unui rotor model special pentru măsurători de rezistenţă în vederea asigurării fixării traductoarelor pe palete fără a obtura scurgerea prin rotor ;

— realizarea unor protecţii speciale a traductoarelor, rotorul fiind încercat la funcţionarea în standul energetic ;

— execuţia unor comutatoare fixe şi rotative pentru scoaterea cablurilor de măsură la aparatură (rotorul model este prezentat în fig. 9).

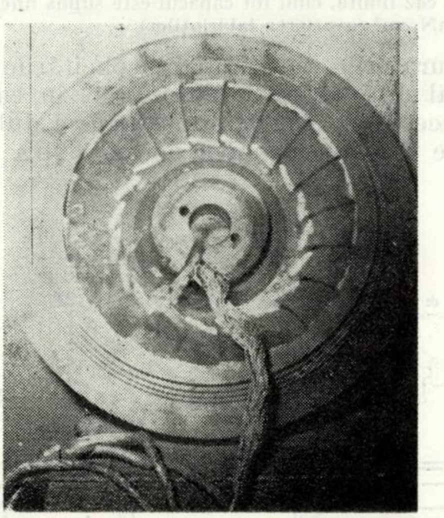


Fig. 9 — Rotorul model pentru încercări de rezistenţă

Cercetările s-au efectuat astfel :

— pentru evidenţierea solicitărilor datorită forţelor centrifuge s-au măsurat solicitările prin rotirea în aer la diferite turaţii ;

— solicitările datorite acţiunii apei s-au măsurat la funcţionarea rotorului în standul energetic; căderea de încercare maximă a fost de 20 m.

Măsurătorile au evidenţiat zona maximă de solicitare la încastrarea paletelor în coroană (fig. 10), valorile determinante fiind datorate forţelor centrifuge. Cercetările au fost completate şi prin încercări statice asupra paletelor [15].

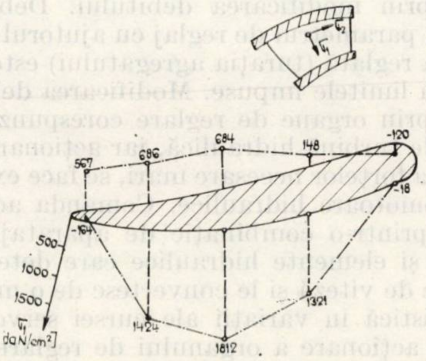


Fig. 10 — Variaţia eforturilor în zona de încastrare a paletelor în coroană

* *
*

Cercetările experimentale asupra rezistenţei subansamblurilor aferente turbinelor hidraulice, îmbinate cu perfecţionarea metodelor de calcul, continuă în cadrul laboratorului de cercetări pe maşini hidraulice ale ICPEH Reşiţa, vizînd raţionalizarea soluţiilor constructive şi creşterea fiabilităţii acestora.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Malişev, V. M.*: Modelnîe issledovania ghidroturbin Izdatelistvo Maşinostroienie Leningrad 1971.

[2] *Buzdugan, Gh., Blumenfeld, M.*: Tensometria electrică rezistivă. Ed. tehnică, Bucureşti, 1966.

[3] *Fridman L. J., Bolotnikov A. A.*: K rasciotu na procinosti statora vîsoconapornoi ghidroturbinî. Ghidravliceskie Maşinî Vîpusk 4 — Harkow 1971.

[4] *Voia, I., Vancu, I ş.a.*: Contribuţii la studiul solicitărilor în camera spirală şi statorul turbinelor Francis de înaltă cădere. Construcţia de Maşini, nr. 11 — 1973.

[5] *** Stări de tensiune în camera spirală şi capacul turbinei FVM 85—470. Experimentări pe modele. Uz intern ICPEH/1972.

[6] *** Stări de tensiune în camera spirală model din oţel. Turbina FVM 85—470. Experimentări şi concluzii. Uz intern ICPEH/1973.

[7] *** Măsurători tensometrice + analiza rezult. camera spirală nr. 2 a turbinei FVM 23,5—74 CHE Tarniţa. Uz intern ICPEH/1973.

[8] *** Raport tehnic de documentare. Probleme turb. Argeş şi anexe. Uz intern ICPEH/1962.

[9] *Jmudi, A. E.* Rascet na procinosti metalliceskoi spiralnoi camerî ghidroturbin. Ghidroturbostroienie Sbornik Sîzranscovo Ghidroturbinom Zavode. Maşghiz, 1956.

[10] *Ilina, T. B.* Vliianie reber jestkosti na napriajeniia v spiralnîh kamerah. Energomaşinostroienie 1/1975.

[11] *** Încercări experimentale pe modele pentru vana fluture VF 320—100. Uz intern ICPEH 1972.

[12] *** Măsurători tensometrice pe vana fluture VF 100—40. Experimentări. Uz intern ICPEH/1974.

[13] *** Cercetări privind echipamentele hidromecanice destinate CHE şi SP. Încercări tensometrice pe distribuitoare. Uz intern ICPEH 1974.

[14] *** Măsurători tensometrice pe colectoarele Lotru-aval, Jidoaia şi S.P. Petrimanu. Uz intern ICPEH XI/72 şi IX/1973.

[15] *** Cercetări privind turbinele Francis de înaltă cădere. Experimentări şi concluzii. Uz intern ICPEH 1974.

◆

CZ ; 621.24 ; 621.3.078

Sisteme de reglaj automat al turației pentru turbinele hidraulice fabricate în R.S. România

Ing. Dumitru ONEA – I.C.P.E.H. – Reșița

1. Noțiuni generale despre reglajul turbinelor hidraulice

Turbina hidraulică este destinată de regulă antrenării unui generator de tensiune alternativă cu care formează împreună un agregat energetic care transformă energia apei în energie electrică distribuită consumatorilor prin intermediul rețelei electrice. Calitatea energiei electrice furnizate depinde de limitele în care se încadrează abaterile de frecvență ale tensiunii alternative. În consecință, se impune reglarea automată a acestei mărimi sau a turației n a hidroagregatului $\left(\text{între ele existînd corelația } f=\frac{Pn}{60}\right)$.

Analizînd ecuația mișcării agregatului :

$$I\frac{d\omega}{dt}=M_t-M_g$$

în care : I este momentul de inerție al părților rotitoare ;
ω – viteza unghiulară ;
M_t și M_g momentele turbinei și generatorului,

rezultă că pentru păstrarea constantă a vitezei ω, cînd accelerația $\frac{d\omega}{dt}=0$, este necesar ca în orice interval de timp să fie păstrată egalitatea celor două momente. În timpul funcționării agregatului însă, după cum rezultă din figura 1, mărimile M_t și M_g se modifică în limite largi, ca urmare a oscilațiilor căderii H a amenajării (M_t) și ca urmare a modificării cerințelor de energie electrică (M_g). Menținerea egalității $M_t=M_g$, în condițiile modificării încărcării și a acțiunii altor perturbații, reprezintă funcția fundamentală a sistemului de reglaj automat a turației, exercitată prin modificarea corespunzătoare a momentului M_t.

Din expresia momentului turbinei :

$$M_t=\gamma\frac{QH}{\omega}\eta_t.$$

Se observă că la $\omega=$ const., momentul turbinei poate fi modificat prin modificarea debitului apei Q sau al căderii H. Deoarece reglarea automată a căderii H este imposibilă rezultă în consecință că momentul turbinei trebuie modificat prin modificarea debitului. Debitul Q este deci parametrul de reglaj cu ajutorul căruia mărimea reglată (turația agregatului) este menținută în limitele impuse. Modificarea debitului se face prin organe de reglare corespunzătoare tipului de turbină hidraulică, iar acționarea lor, din cauza forțelor necesare mari, se face exclusiv cu servomotoare hidraulice. Comanda acestora se face printr-o combinație de aparataje, mecanisme și elemente hidraulice care detectează abaterile de viteză și le convertesc de o manieră caracteristică în variații ale cursei servomotorului de acționare a organului de reglare a debitului, combinație denumită regulator automat de turație a turbinei hidraulice sau simplu regulator de turație, care constituie partea componentă principală a sistemului de reglaj, funcțiile acestuia fiind funcțiile de bază ale sistemului de reglaj.

2. Scheme structurale și constructive de regulatoare de turație

Structural, prin funcțiile elementelor detectoare și stabilizatoare conținute, regulatoarele de turație pot fi de mai multe tipuri :

— tahometric cu statism tranzitoriu la care pentru stabilizare se folosește reacția elastică (funcție de viteza servomotorului sau servomotorului auxiliar) ;

— accelerotahometric, la care pentru stabilizare se folosește semnalul accelerației mișcării rotorului agregatului și uneori reacția elastică ;

— tahometric – integral, la care se utilizează și semnalul integralei abaterii de turație ;

— mixte, cu statism tranzitoriu și dozaj accelerometric sau accelerometrice integrale.

Cele mai răspîndite sînt regulatoarele tahometrice cu statism tranzitoriu. Schema de principiu a unui sistem de reglaj cu un asemenea

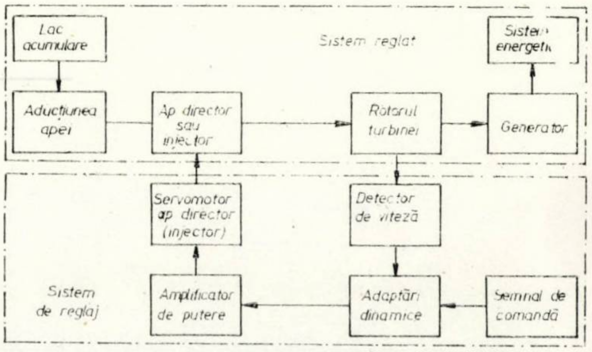


Fig. 1 — Schema de principiu a sistemului reglat și a sistemului de reglaj

regulator este prezentată în figura 2. Constructiv, cele mai răspîndite regulatoare de turație sînt cele mecanohidraulice, iar în ultimul deceniu sînt preponderente cele electrohidraulice. La regulatoarele mecanohidraulice toate elementele de măsurare a abaterii de turație, de comparație, de însumare, de amplificare, de stabilizare, sînt realizate mecanic sau hidraulic.

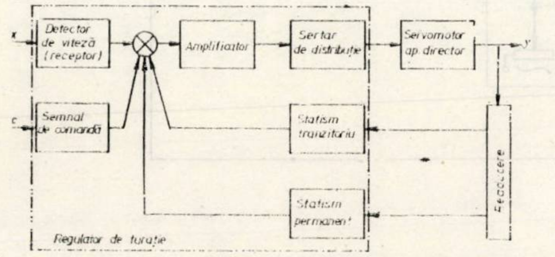


Fig. 2 — Schema de principiu a sistemului de reglaj și a regulatorului de tipul cu statism tranzitoriu

La regulatoarele electrohidraulice sînt realizate hidraulic numai elementele de amplificare de putere și elementele de execuție, restul elementelor fiind realizate electric. Legătura între cele două grupe de elemente este făcută printr-un convertor electrohidraulic care transformă semnalul electric în semnal mecanohidraulic.

Cele mai cunoscute firme producătoare de regulatoare de turație, „Neyrpic", „Charmilles", „ASEA", „KMV", „Nohab", „L.M.Z.", „Brown-Boveri", care în prezent construiesc regulatoare electrohidraulice, au realizat înainte regulatoare mecanohidraulice. Rezultă deci că tendința generală este de a produce regulatoare electrohidraulice care au sensibilitate și fiabilitate mai ridicate precum și posibilități mai largi de introducere a diferitelor semnale de comandă și de modificare a caracteristicilor, în comparație cu cele mecanohidraulice. Pentru echiparea turbinelor hidraulice fabricate în R. S. România s-au utilizat cu precădere regulatoare de turație de tip tahometric cu statism tranzitoriu, de construcție mecanohidraulice și electrohidraulice.

3. Regulatoare de turație pentru turbinele fabricate în R.S. România

Începînd cu anul 1960 cînd s-au pus bazele fabricației continue de turbine hidraulice în R. S. România, la Serviciul de concepție al Întreprinderii de construcții de mașini — Reșița, actualul ICPEH, s-a început și desăvîrșit proiectarea regulatoarelor de turație mecanohidraulice K—100 pentru turbinele Centralei hidroelectrice Roznov II, din cadrul amenajării rîului Bistrița. Acest început coincide cu perioada de afirmare a regulatoarelor electrohidraulice, ceea ce a determinat ca pentru celelalte centrale din amenajarea Bistrița — aval și pentru o parte din centralele din amenajarea Argeș-aval să fie prevăzute și instalate regulatoare de turație electrohidraulice tip EGRK—100 procurate din import de la uzinele „L.M.Z." din U.R.S.S. La formarea ICPEH, în anul 1966 s-a început acțiunea de perfecționare a regulatorului K—100 și s-a creat regulatorul mecanohidraulic F—40, respectiv K—40. În paralel cu această acțiune s-a inițiat și acțiunea de achiziționare a unei licențe de producție a regulatoarelor. Astfel, începînd cu anul 1968 la ICPEH s-au proiectat pe baza licenței firmei „Neyrpic — Franța", regulatorul mecanohidraulic după regulatorul mecanic 570 și regulatorul electrohidraulic după regulatorul electric RT81, acesta din urmă în colaborare cu IPA—București. Prin aceste acțiuni s-au pus bazele proiectării și fabricației de regulatoare de turație pentru orice tip și orice mărime de turbină hidraulică, capabile să satisfacă exigențele cele mai ridicate.

3.1. *Regulatorul de turație EGRK.*

Regulatorul EGRK este de tipul tahometric cu statism tranzitoriu a cărei scheme structurale este prezentată în figura 3.

Semnalul X al abaterii turației este introdus în blocul LC de măsură a frecvenței, care dă la ieșire un semnal proporțional cu abaterea de turație; împreună cu semnalul reacției rigide care fixează statismul permanent în deschidere și cu semnalul de consemn c, semnalul abatere de turație este introdus în blocul sumator al semnalelor. Semnalul sumă, împreună cu semnalul statismului tranzitoriu care asigură stabilitatea sistemului de reglaj și cu alte semnale eventuale, sînt introduse în blocul amplificator cu lampă electronică. Semnalul sumă amplificat este un curent ce se introduce în convertorul electrohidraulic care-l transformă într-o deplasare proporțională cu intensitatea lui. Semnalul deplasare amplificat hidraulic se transmite sertarului de distribuție care comandă deplasarea servomotorului. Astfel, semnalele X, c și semnalele de reacție sînt transformate în deplasarea y_1 a servomotorului. În cazul turbinelor cu două organe de reglare în serie (de exemplu aparatul director și paletele rotor la turbinele Kaplan și bulb) mărimea y_1 constituie mărimea de intrare, care prin elementul de prescriere, cama combinatorică, comandă deplasarea organului de reglare pilotat, cu mărimea y_2. Organul de reglare pilotat are o legătură de reacție rigidă. Cama combinatorică are un profil care prescrie o corelație optimă între pozițiile celor două organe de reglare. Regulatorul este organizat în două dulapuri, unul cu aparatajul electric și altul cu elementele mecanohidraulice. Din punct de vedere al acordării cu turbina regulatorul prezintă posibilitățile prezentate în tabelul 1. Ca specific regulatorul are posibilitatea instalării unor valori b_t și T_d, diferite la mers în gol și mers în

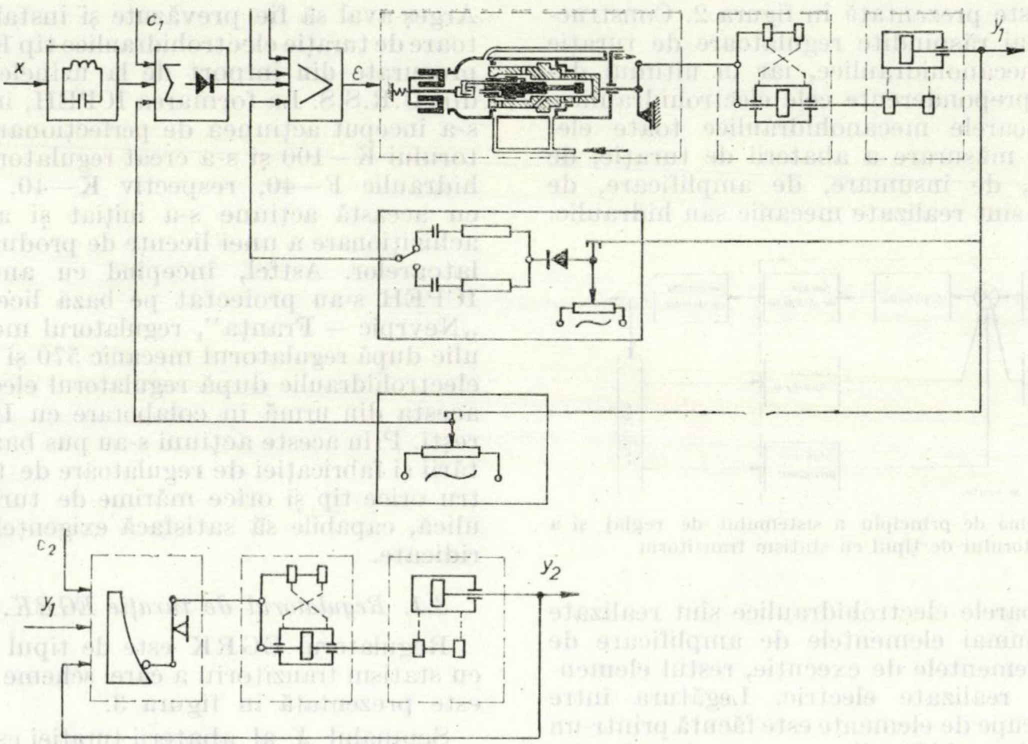


Fig. 3 Schema structurală a regulatorului EGRK

Tabel 1. Parametri de acord

Nr. crt.	Regulatorul / Parametrul	EGRK	F-40 (K-40)	MH licenţă	EH licenţă
1.	Statism permanent b_p(%)	0-10 (regl. c.)	0-8 (regl. c.)	mers în gol: (0-12)4 (regl.c.) mers în sarcină: 0-12 (regl.c.)	0-12 (regl. tr.)
2.	Statism tranzitoriu b_t(%)	mers în gol: 3-60 (regl. tr.) mers în sarcină: 0-60 (regl. tr.)	30; 40; 46	17-73 (90) (regl. c.)	10-60 (regl. tr.)
3.	Zona de limitare a statismului tranzitoriu b_t (%)	nu este limitat	± 20	Kaplan ± 4,6-8,5 Francis ± 0,77-4,6 Pelton ± 1,55 (reglabile continuu)	± (1-11) (regl. tr.)
4.	Constanta de timp T_d (s)	mers în gol: 0-30 (regl. tr.) mers în sarcină: 2,5-10 (regl. tr.)	fixată prin strangulare variabilă funcţie de b_t	0-10 (regl. c.)	0-4 (regl. tr.)

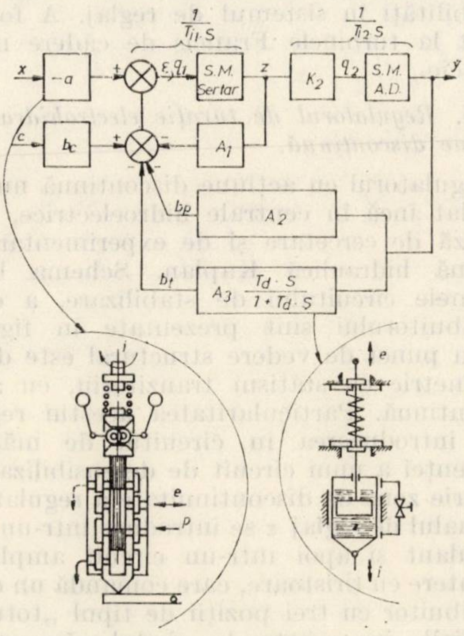
regl.c.– reglabil continuu ; regl. tr. reglabil în trepte.

sarcină; comutarea lor se face automat, odată cu comutarea întrerupătorului generatorului.

3.2. Regulatorul de turaţie F-40 (k—40).

Regulatorul de turaţie cu simbolul F—40 (F reprezintă iniţiala tipului turbinei Francis, iar cifra-diametrul sertarului, de 40 mm) prezentat în figura 4, este de tipul tahometric cu statism tranzitoriu realizat constructiv cu elemente mecanohidraulice.

Potrivit schemei bloc, semnalul abatere de turaţie x este introdus într-un traductor de turaţie cu pendul centrifugal, care-l transformă într-un semnal hidraulic (debit) proporţional, transmis servomotorului de acţionare a sertarului de distribuţie, care la rîndul său comandă deplasarea servomotorului aparatului director cu mărimea y. Mărimea y reprezintă mărimea de intrare pentru reacţia rigidă şi reacţia elastică, iar semnalele acestora împreună cu semnalul reacţiei rigide a sertarului amplificator (deplasarea Z) se însumează prin sistemul de pîrghii şi se transmit celuilalt element sumator, ansamblul sertar-bucşă mobilă al pendulului centrifugal. Astfel, deplasarea y este proporţională cu semnalul de reglare ε. Dacă regulatorul este destinat unei turbine Kaplan de exemplu (simbolul K-40 sau K-30), este dotat în plus cu un sistem de măsurare care are o camă combinatorică şi elemente de amplificare şi comandă pentru organul de reglare-pilotat, identice cu cele ale organului pilot. Organul de reglare-pilotat are reacţie rigidă.



$\frac{1}{T_{i1} \cdot S}$
$\frac{1}{T_{i2} \cdot S}$
x
-a
ε, q_1
S.M. Sertar
z
K_2
q_2
S.M. A.D.
y
c
b_c
A_1
b_p
A_2
b_t
A_3
$\frac{T_d \cdot S}{1+T_d \cdot S}$
e
p
i

Fig. 4 — Schema bloc a regulatorului mecanohidraulic F-40 (K-40)

Din punct de vedere al acordării cu turbina regulatorul prezintă posibilităţile prezentate în tabelul 1.

Regulatorul a fost instalat la turbinele Kaplan şi Francis de putere mică sub 5 MW.

3.3. *Regulatorul de turaţie mecanohidraulic, licenţă „Neyrpic".*

Schema bloc a regulatorului şi detaliile traductorului de turaţie şi ale mecanismului statism tranzitoriu sînt redate în figura 5. Simbolul regulatorului exprimă soluţia constructivă (prin iniţiale), diametrul sertarului de distribuţie în milimetri, numărul variantei constructive, tipul turbinei comandate (prin iniţială), de exemplu: MH-50 . 08—K-. Structural, regulatorul este de tipul tahometric cu statism tranzitoriu, iar funcţional, semnalul abatere al turaţiei x, introdus într-un traductor de turaţie, este transformat într-un semnal deplasare aplicat unui sistem de pîrghii care însumează semnalele reacţiei rigide, elastice şi semnalele de comandă, formînd semnalul de reglaj ε ce se aplică primei trepte de amplificare hidraulică, sertarul pilot. Sertarul pilot comandă hidraulic sertarul de distribuţie şi acesta la rîndul său servomotorul aparatului director. Mărimea y a deplasării servomotorului reprezintă mărimea de intrare pentru reacţia rigidă şi reacţia elastică, iar mărimea z (deplasarea sertarului de distribuţie) este mărimea de intrare a reacţiei rigide aplicate sertarului pilot. Dacă regulatorul comandă o turbină cu două organe de reglare, comanda organului pilot se face principial la fel ca şi la regulatorul K-40, iar constructiv se realizează cu elemente de amplificare şi comandă identice ca şi pentru organul de reglare pilot.

Din punct de vedere constructiv, regulatorul are numeroase soluţii menite să reducă insensibilitatea regulatorului cum sînt: un traductor de turaţie numai cu frecări de rostogolire, un sertar pilot turnant, un mecanism statism tranzitoriu cu mişcare vibratorie de mică amplitudine care elimină frecarea de repaus, amplificatoare hidraulice, articulaţii cu rulmenţi imersaţi în ulei etc. Din punct de vedere al acordabilităţii cu turbina hidraulică, el dispune de posibilităţile de acord prezentate în tabelul 1, dar faţă de acestea mai permite şi reglarea amplificării (promptitudinii) prin coeficientul A_1 reglabil între 1 şi 6; se poate astfel obţine pentru o abatere $x = 0{,}5$ Hz o deplasare $z = (5 \div 30)$ mm. Prin gama de sertare de distribuţie de care dispune poate fi destinat oricărei mărimi de turbine hidraulice. Regulatorul a fost prevăzut la turbine Kaplan de putere medie.

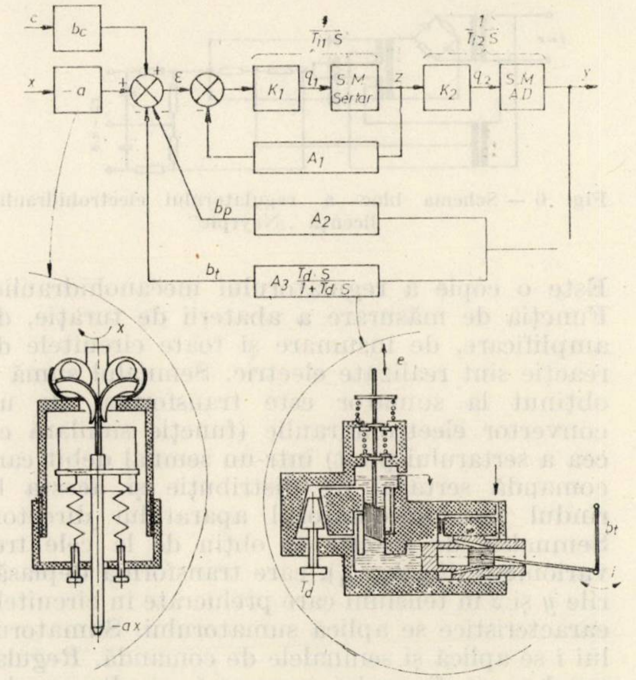


Fig. 5 — Schema bloc a regulatorului mecanohidraulic licenţă Neyrpic"

3.4. *Regulatorul de turaţie electrohidraulic, licenţă „Neyrpic".*

Schema-bloc a regulatorului şi detalierea circuitului de măsură a frecvenţei, a circuitului de stabilizare şi a variometrului (traductor inductiv de deplasare) sînt prezentate în figura 6. Simbolul regulatorului are aceeaşi semnificaţie ca şi la regulatorul prezentat în paragraful 3.3. (EH-50.03-F).

Din punct de vedere structural regulatorul este de tipul tahometric cu statism tranzitoriu şi cu dozaj accelerometric (în caz de necesitate).

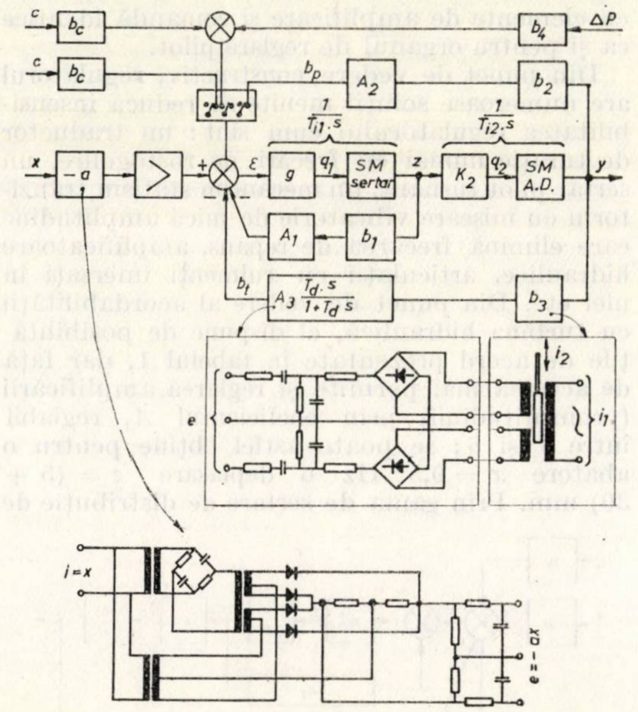


Fig. 6 — Schema bloc a regulatorului electrohidraulic licenţă „Neyrpic"

Este o copie a regulatorului mecanohidraulic. Funcţia de măsurare a abaterii de turaţie, de amplificare, de însumare şi toate circuitele de reacţie sînt realizate electric. Semnalul sumă ε obţinut la sumator este transformat de un convertor electrohidraulic (funcţie similară cu cea a sertarului pilot) într-un semnal debit care comandă sertarul de distribuţie şi acesta la rîndul său servomotorul aparatului director. Semnalele de reacţie se obţin de la cele trei variometre (b_2, b_3, b_1), care transformă deplasările y şi z în tensiuni care prelucrate în circuitele caracteristice se aplică sumatorului. Sumatorului i se aplică şi semnalele de comandă. Regulatorul poate fi cuplat împreună cu alte regulatoare la un repartitor de sarcină, pe agregate. În acest caz consemnul fiind puterea agregatului, reacţia rigidă nu se mai realizează în deschiderea y ci în putere, utilizînd un traductor de putere b_4.

Din punct de vedere constructiv, realizarea convertorului electrohidraulic cu bucşă rotitoare acţionată printr-o morişcă hidraulică şi utilizarea variometrelor, contribuie esenţial la reducerea insensibilităţii regulatorului. Din punct de vedere al acordabilităţii cu turbina, regulatorul dispune de posibilităţile de acord prezentate în tabelul 1 şi de aceeaşi familie de sertare ca şi regulatorul MH. Regulatorul poate fi destinat tuturor tipurilor de turbine hidraulice, dar în special se pretează turbinelor care necesită legături de reacţie (readuceri) lungi, deoarece variometrele nu introduc insensibilităţi în sistemul de reglaj. A fost prevăzut la turbinele Francis de cădere mare şi mijlocie.

3.5. Regulatorul de turaţie electrohidraulic cu acţiune discontinuă.

Regulatorul cu acţiune discontinuă nu a fost instalat încă în centrale hidroelectrice, ci este în fază de cercetare şi de experimentare pe o turbină hidraulică Kaplan. Schema bloc şi schemele circuitului de stabilizare, a electrodistribuitorului sînt prezentate în figura 7.

Din punct de vedere structural este de tipul tahometric cu statism tranzitoriu, cu acţiune discontinuă. Particularitatea acestui regulator este introducerea în circuitul de măsură a frecvenţei a unui circuit de desensibilizare care prescrie zona de discontinuitate a regulatorului. Semnalul de reglaj ε se introduce într-un circuit basculant şi apoi într-un circuit amplificator de putere cu tiristoare, care comandă un electrodistribuitor cu trei poziţii de tipul „totul" sau „nimic", iar acesta la rîndul său comandă servomotorul aparatului director. Printr-un singur variometru, deplasarea y se transmite circuitului care impune statismul permanent şi tranzitoriu. El prezintă avantaje certe prin simplificarea esenţială a părţii mecanohidraulice respectiv prin înlocuirea convertorului electrohidraulic şi a sertarului cu acţiune continuă prin circuitul cu tiristoare şi prin electrodistribuitor. Destinaţia lui, datorită performanţelor de care dispune, zonă de insensibilitate minimă (impusă) ± 0,1 Hz, sînt agregatele cu pretenţii

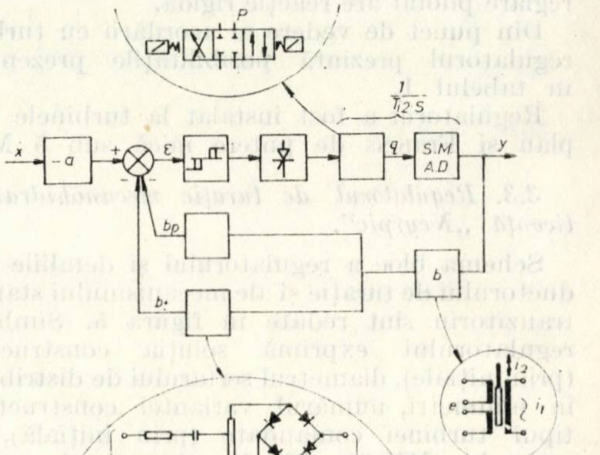


Fig. 7 — Schema bloc a regulatorului cu acţiune discontinuă

reduse de menţinere a frecvenţei sau agregatele cu puteri mici spre mijlocii cuplate la sistemul energetic.

4. Tipuri de transmisie a readucerii

Transmisia readucerii sau simplu readucerea sau reacţia inversă este transmisia de la servomotorul organului de reglaj comandat înapoi la regulator. Uneori transmisia se poate realiza funcţie de regulatorul de turaţie şi de la servomotorul auxiliar care comandă sertarul de distribuţie. Readucerea face parte integrantă din sistemul de reglaj, realizînd închiderea unui circuit care poate fi instabil sau prezintă oscilaţii dacă nu are parametrii aleşi corespunzător. De aceea, din punct de vedere al calităţii sistemului de reglaj, acestei transmisii trebuie să i se acorde aceeaşi importanţă ca şi regulatorului. Insensibilitatea acesteia reprezintă o parte din insensibilitatea sistemului de reglaj.

Soluţia constructivă a readucerii se adoptă funcţie de tipul constructiv al regulatorului şi de tipul şi mărimea turbinei hidraulice. Deosebim următoarele soluţii constructive de readuceri :

- readucerea cu cablu calat pe role,
- readucerea cu bandă de oţel calată pe role,
- readucerea cu pîrghii,
- readucerea electrică,
- readucerea hidraulică.

Fiecare soluţie prezintă avantaje şi dezavantaje, dacă se analizează precizia, inerţia maselor de mişcare, simplitatea tehnologică şi de montaj, constanta în timp, fiabilitatea, adaptabilitatea la părţile de construcţie etc. Cele mai multe avantaje le întruneşte readucerea electrică, dacă traductoarele (variometre, potenţiometre etc.) se amplasează imediat lîngă servomotor. Se poate însă aplica numai regulatoarelor care folosesc ca mărime de reacţie un semnal electric, cele electrohidraulice.

Readucerea cu cablu prezintă simplitate constructivă şi se pretează bine la schimbări de direcţii, dar pînă la întinderea definitivă a cablului se dereglează mereu. De asemenea, alegerea cablului în privinţa flexibilităţii la încovoiere şi a rigidităţii la întindere are o importanţă deosebită, o alegere necorespunzătoare putînd conduce la creşterea zonei de insensibilitate. Aceste dezavantaje sînt eliminate de transmisia cu bandă, care însă nu prezintă aceeaşi simplitate şi se pretează mai greu la schimbări de direcţie. Ambele sînt cu atît mai bune cu cît au mai puţine role de calare. Readucerea cu cablu s-a folosit la toate regulatoarele EGRK, F-40, K-40, K-30, iar readucerea cu bandă la regulatoarele MH pentru organul de reglaj pilotat (servomotorul paletelor rotorului).

Readucerea cu pîrghii este foarte precisă, nu se modifică în timp, dar se pretează numai la transmisii scurte. S-a folosit la regulatorul MH pentru partea de comandă a aparatului director unde este necesară o precizie mare.

Readucerea hidraulică prezentată schematic în figura 8 este constituită din doi cilindri cu dublă acţiune, unul emiţător 1 şi altul receptor 2,

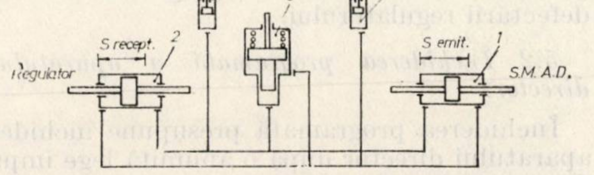


Fig. 8 — Schema de principiu a readucerii hidraulice

uniţi prin două circuite hidraulice. Cele două circuite sînt separate şi închise etanş, ele se pot influenţa reciproc prin compensatorul automat 3, care preia fluctuaţiile de volum ale fluidului din circuite, realizînd totodată presiunea necesară (în circuite) pentru transmiterea forţei şi învingerea frecărilor. Fiecare circuit mai dispune de cîte un compensator manual 4 pentru completarea volumelor scurgerilor eventuale pe la etanşări.

Readucerea nu a fost încă instalată, este în fază de încercări uzinale. Acest tip este foarte precis, se pretează la distanţe şi la schimbări de direcţii însă necesită o tehnicitate ridicată pentru execuţie.

5. Scheme speciale de sisteme de reglaj.

5.1. Închiderea aparatului director prin sertarul de avarie.

Schema de principiu este prezentată în figura 9 şi prevede posibilitatea închiderii aparatului director la comanda primită de la un ventil cu electromagnet, scurtcircuitînd sertarul de distribuţie al regulatorului. Închiderea pe această cale presupune defectarea regulatorului de turaţie, deci ambalarea agregatului. În consecinţă, comanda pentru declanşarea închiderii primită la ventilul cu electromagnet este dată

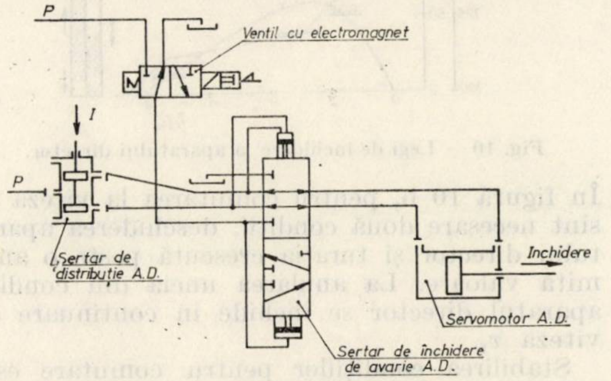

P
Ventil cu electromagnet
M
I
P
Sertar de distribuţie A.D.
Inchidere
Servomotor A.D.
Sertar de închidere de avarie A.D.

Fig. 9 — Schema de principiu a închiderii aparatului director (*AD*) prin sertarul de avarie

de un releu de turaţie. Întregul sistem, datorită soluţiilor constructive speciale folosite, are o constantă de timp foarte mică. Schema a fost aplicată la toate sistemele de reglaj cu regulatoarele EGRK, F-40, K-40, K-30. Se poate folosi ca organ de siguranţă în cazul absenţei vanelor cu închidere rapidă amonte, pentru protecţia la ambalare a agregatului în cazul defectării regulatorului.

5.2. Închiderea programată a aparatului director.

Închiderea programată presupune închiderea aparatului director după o anumită lege impusă de procesele tranzitorii care au loc în turbina hidraulică sau cu alte scopuri.

La turbinele fabricate în R. S. România la care s-a instalat această schemă, scopul a fost de evitare a saltului părţilor rotitoare la aruncări de sarcină şi de ameliorare a garanţiilor de reglaj. Din punct de vedere fizic închiderea programată înseamnă, după cum rezultă din figura 10, închiderea aparatului director în două sau mai multe trepte de viteză. În figura 10 a, condiţia pentru schimbarea vitezei este poziţia aparatului director. În acest caz, la orice închidere sub deschiderea de comutare aparatul director se închide cu viteza v_2.

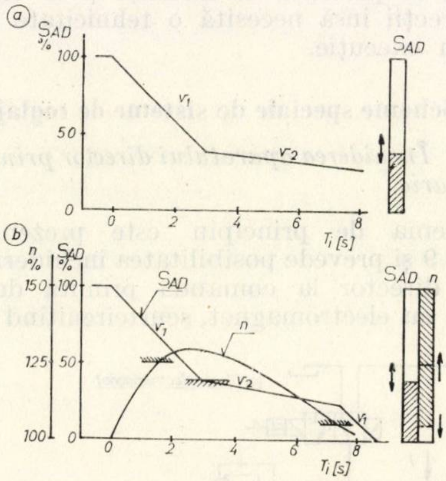


Fig. 10 — Legi de închidere a aparatului director.

În figura 10 b, pentru comutarea la viteza v_2 sînt necesare două condiţii, deschiderea aparatului director şi turaţia crescută peste o anumită valoare. La anularea uneia din condiţii aparatul director se închide în continuare cu viteza v_1.

Stabilirea condiţiilor pentru comutare este funcţie de scopul propus. În cazul necesităţii evitării saltului, condiţia aparat director se stabileşte astfel încît în timpul proceselor tranzitorii la aruncări de sarcină turbina să nu ajungă în regimuri de funcţionare în pompaj. În majoritatea cazurilor determinarea acestor condiţii se face pe baza de încercări în natură dacă se dispune de aparatura necesară. Calculul care s-ar putea face este anevoios şi poate să nu concorde cu realitatea din cauza ipotezelor simplificatorii.

6. Importanţa punerii la punct a experimentării şi calculului

Calitatea unui sistem de reglaj depinde nu numai de caracteristicile regulatoarelor de turaţie dar în măsură egală şi de precizia punerii lor la punct. Aceasta înseamnă de fapt alegerea corectă a parametrilor de acord cu turbina, în vederea asigurării unei bune stabilităţi, a calităţii energiei electrice şi a unei sincronizări uşoare şi rapide. Pe de altă parte, înseamnă acordarea, pentru comportarea corespunzătoare a agregatului la aruncări de sarcină. O punere la punct corectă se poate face numai cu aparatură care să permită observarea desfăşurării procesului dinamic al mărimilor şi influenţa lor reciprocă. Ulterior, numai o analiză minuţioasă a rezultatelelor încercărilor poate conduce la o punere la punct corespunzătoare. Rezultatele încercărilor în natură pot fi oricînd folosite pentru corectarea ipotezelor de calcul şi a metodelor de calcul a dinamicii sistemului de reglaj.

Prin crearea bazei materiale, la ICPEH s-a procurat şi aparatura corespunzătoare scopului de mai sus, aparatură care a început să fie folosită la punerile la punct în centralele hidroelectrice şi pe ştandul de probă uzinal. Prin punerea în funcţiune a ştandului de probă şi încercările regulatoare de turaţie de la ICPEH, se creează condiţiile experimentărilor de laborator pentru determinarea caracteristicilor dinamice ale regulatoarelor şi verigilor lor importante, caracteristicile statice. Mai trebuie amintit că deşi în prezent nu se dispune de mijloace şi metode de determinare a parametrilor care să asigure optimul absolut al calităţii proceselor tranzitorii a sistemului de reglaj, există posibilitatea stabilirii prin admiterea ipotezelor simplificatorii, a unor sisteme de ecuaţii rezolvabile în timp scurt cu ajutorul calculatoarelor electronice şi deci posibilitatea de determinare a unor parametri care să constituie puncte de plecare pentru modelare în laborator şi încercări în natură.

BIBLIOGRAFIE

[1] *** Cod C.E.I. pentru încercarea regulatoarelor de turaţie pentru turbine hidraulice. Publicaţie 308. Geneva 1970.

[2] *Pivovarov, V. A.* Proiectirovanie i rasciot sistem regulirovania ghidroturbin. Leningrad 1973.

[3] *Marbuh, V. A., Pivovarov, N. I.* Electroghidrovliceschie reguliatori ghidroturbin în Polveka na slujbe electrificaţii. Leningrad, 1967.

[4] *** Regleur type 570 ,,Edition 1962. Neyrpic-Notice 855''.

[5] *** Regleur electrique RT81 ,,Edition 1962. Neyrpic — Notice 905''.

[6] *** Instrucţiuni nr. 1472 şi 1409 ,,Regulatorul EGRK — 100. L.M.Z.

CZ : 621.646

Instalații de vane de secțiune circulară proiectate la IÇPEH—Reșița

Ing. Rodica **BREBENARIU**; ing. Ioan **SMOCZER**; ing. Rudolf **TAKACS** – I.C.P.E.H. – Reșița

1. Generalități

Valorificarea potențialului hidroenergetic al țării prin realizarea unor sisteme hidroenergetice respectiv centrale hidroelectrice, precum și recuperarea unor întinse suprafețe de teren și integrarea lor în fondul agricol, prin amenajarea unor vaste și complexe sisteme de hidroameliorații, implică necesitatea proiectării și execuției a diverse utilaje, printre care se includ și vanele de obturare a conductelor sub presiune.

În acest articol se prezintă instalațiile de vane de secțiune circulară care fac obiectul proiectelor Institutului de cercetări și proiectări de echipament hidroenergetic din Reșița

2. Rolul funcțional, domeniul de utilizare și regimul de lucru

Vanele constituie organul de obturare a conductelor sub presiune de la :

2.1. — Centralele hidroelectrice (fig. 1).

Vanele sînt amplasate atît la extremitatea amonte a conductelor, în avalul castelului de echilibru (domeniul de căderi propriu acestor amenajări — $H = (10 \ldots 520)$ m H_2O — recomandă utilizarea vanelor fluture *VF*), cît și la extremitatea aval, în fața turbinei (recomandîndu-se vane sferice $VS - H_{v2} = (50 \ldots 2000)$ m H_2O — sau vane fluture pentru $H_{v2} = (50 \ldots 520)$ m.

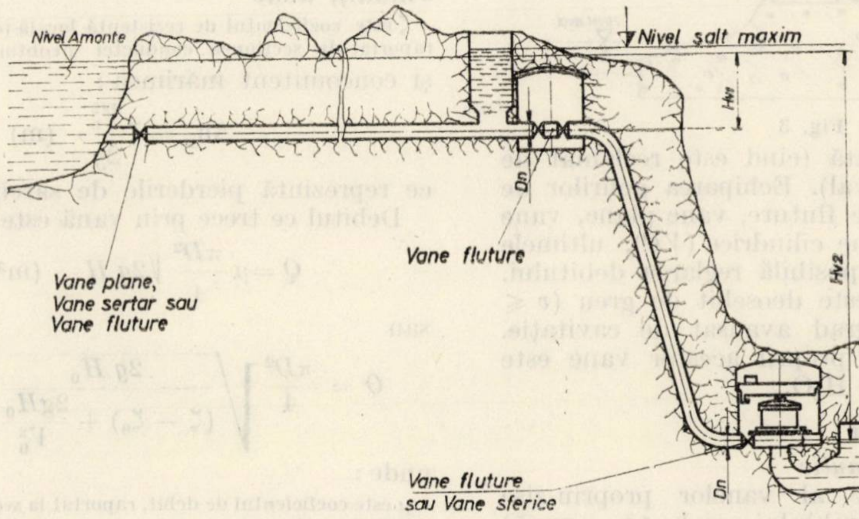


Fig. 1

De asemenea, priza de apă este echipată fie cu vane fluture, fie cu vane sertar *VSe*, exceptînd vanele plane utilizate la aceste amenajări, dar care nu fac obiectul acestei lucrări. Regimul normal de exploatare a acestor vane nu implică dificultăți, deoarece deschiderea se realizează după o prealabilă egalizare a presiunilor pe cele două fețe ale organului mobil de obturare) (situația reală nu exprimă o egalizare totală, ci se menține o diferență de presiune $\Delta H_{max} = (30 \ldots 40)$ % H [1] dată de neetanșeitățile din avalul vanei și de pierderile de sarcină de pe traseul by-pass-ului), iar închiderea se face după închiderea aparatului director*. Calculul vanei se face pentru închiderea în curentul apei pentru debitul maxim normal (valoarea de dimensionare $V_{max} \leqslant 10$m/s).

Avaria instalației în care este inclusă vana (spargerea conductei) generează un regim de exploatare deosebit de greu, similar golirilor de fund, vitezele atingînd valori ca $V_{max} \sim 30$ m/s

2.2. — Stațiile de pompare (*Fig. 2*).

Vanele (*VF, VS, VSe*) se includ în traseul de aspirație al pompelor cît și în cel de refulare servind ca organe de manevră pentru pompe și ca organe de siguranță. Regimul de lucru este similar celui descris anterior, deschiderea efectuîndu-se cu sau fără echilibrarea presiunilor (funcție de schema de acționare adoptată pentru condițiile de exploatare date), completat de posibilitatea de lucru a vanei la două sensuri de curgere, pentru evitarea mersului în deviraj al pompelor (turație inversă).

---

* Excepție fac situațiile :
— închiderea vanei din fața turbinei, cînd aparatul director nu se poate închide ;
— închiderea vanei de la castelul de echilibru, cînd aparatul director și vana din fața turbinei nu se închid sau cînd releul de supraviteză dă comanda.

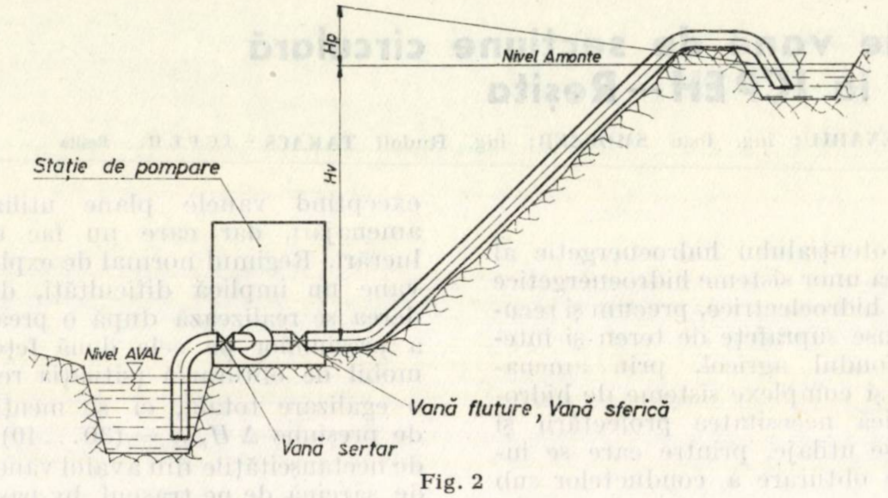


Fig. 2

2.3. Golirile de fund (fig. 3).

Vanele amplasate pe golirile de fund ale barajelor lacurilor de acumulare constituie organul de siguranță al acestora, permițînd evacuarea debitelor din lac în bieful aval,

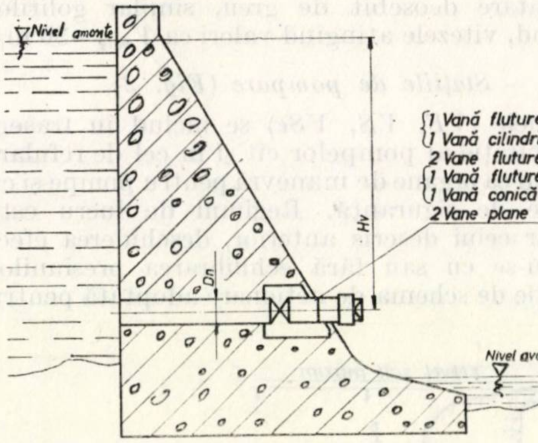


Fig. 3

controlîndu-l totodată (cînd este reclamat de consumatorii din aval). Echiparea golirilor de fund se face cu vane fluture, vane plane, vane conice (*VK*) sau vane cilindrice (*VC*), ultimele două tipuri făcînd posibilă reglarea debitului. Regimul de lucru este deosebit de greu ($v \leqslant 30$ m/s), cu un grad avansat de cavitație. Domeniul de căderi proprii acestor vane este $H = (30 \ldots 200)$ m H_2O.

3. Calculul vanelor

3.1. Calculul hidraulic

Calculul hidraulic al vanelor propriu-zise (mai exact: al ansamblului conductă — vană) în regim staționar, considerînd vana ca o rezistență hidraulică, urmărește determinarea următoarelor mărimi:

a) căderea de sarcină generată de vană, la diferite poziții de obturare, respectiv viteza apei prin vană;

b) debitul ce trece prin vană, la diferite poziții ale obturatorului vanei;

c) forțele și momentele ce apar în vană și a căror mărime dictează dimensiunile acționării;

d) viteza critică (depresiunea după vană) pentru stabilirea gradului de cavitație.

Pentru o amenajare dată prin:

H — căderea netă în axul vanei (conductei), (m H_2O)
D — diametrul nominal al vanei (m)

și cunoscînd caracteristicile inițiale ale curgerii:

V_0 — viteza apei în secțiunea neobturată
ρ_0 — rezistența obturatorului în poziția complet deschisă ($\alpha = 0°$), coeficient adimensional,

se vor determina:

3.1.1.

$$v = \sqrt{\frac{2g\,H_0}{(\zeta - \zeta_0) + \dfrac{2gH_0}{V_0^2}}} \quad \text{(m/s)}, \qquad (1)$$

variația vitezei prin vană, pentru diferite poziții ale obturatorului ([1] relația lui A. E. Jmudi), unde

ζ este coeficientul de rezistență locală (obturatorul vanei), raportat la secțiunea conductei neobturate adimensional

și concomitent mărimea:

$$\Delta h_p = \zeta \frac{V_0^2}{2g}, \quad \text{(m)} \qquad (2)$$

ce reprezintă pierderile de sarcină prin vană.

Debitul ce trece prin vană este:

$$Q = \mu \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{2g\,H} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \qquad (3)$$

sau

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{2g\,H_0}{(\zeta - \zeta_0) + \dfrac{2gH_0}{V_0^2}}} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \qquad (4)$$

unde:

μ este coeficientul de debit, raportat la secțiunea neobturată (adimensional).

Momentul hidraulic (momentul de torsiune a obturatorului, în cazul vanelor cu obturator rotativ) este:

$$M = m \frac{D^3}{12} \gamma\, H \ (\text{daN} \cdot \text{m}) \qquad (5)$$

sau

$$M = m\, D^3\, V^2 \ (\text{daN} \cdot \text{m}) \qquad (6)$$

unde :

m este coeficientul de moment (adimensional)
m_d — coeficientul de moment dimensional (daN.s^2/m^2).

$$m_d = \gamma \frac{m}{24g}(1 + \zeta) \qquad (7)$$

Forţa hidraulică ce acţionează asupra obturatorului, la toate tipurile de vane, este :

$$P = K \frac{\pi D^2}{4} \gamma H \text{ (daN)} \qquad (8)$$

sau

$$P = K_d D^2 V^2 \text{ (daN)} \qquad (9)$$

unde :

K este coeficientul de forţă (adimensional) şi
K_d — coeficientul de forţă dimensional (daN.s^2/m^4)

Pentru coeficienţii μ, ζ, $m(m_d)$ şi $K(K_d)$ literatura de specialitate [1, 2 şi 5] oferă valori proprii diferitelor tipuri de organe de obturare sau proprii metodologiei de încercare (debuşare înnecată sau în aer liber, cu ghidaj pînă la evacuare sau fără, .încercare în apă sau aer etc.) şi cu influenţa unor factori constructivi. Valorile sînt date pentru diferite grade de obturare (unghiul α, în cazul obturatoarelor rotative, S/D, în cazul obturatoarelor în mişcare de translaţie sau procentual din cursa unghiulară sau liniară toatală).

În tabelul 1 este trasată alura curbelor $\zeta = f(\alpha)$, $\mu = f(\alpha)$, $m = f(\alpha)$ şi $K = f(\alpha)$ pentru tipurile de vane al căror model a fost încercat.

Observaţie ; Relaţiile de calcul de mai sus au fost verificate pentru regimuri de functionare staţionare. Regimul tranzitoriu de functionare a vanelor corespunzind inchiderilor reale (fie in timp foarte redus fie in cazul debitelor de avarie) nu poate fi prins in calcule decit după oscilografierea mai multor mărimi hidromecanice (pe modele sau pe maşini industriale) sau, adoptind scheme de actionare care să anuleze variaţia unora dintre mărimi, prin introducerea unor coeficienţi de corecţie. De exemplu, asigurind un debit constant la acţionare (utilizarea unor limitatoare de debit [6], deci o viteză relativ constantă a pistonului faţă de cilindrul servomotorului se pot deduce legile de variaţie a mărimilor hidromecanice ;

$$M = \frac{2gm_d D^3 H_0(1 + \xi)}{(\zeta - \zeta_0) + \frac{2g H_0}{V_0^2}}, \quad \text{(daNm)} \qquad (10)$$

şi

$$P = \frac{2gK_d D^2 H_0(1+\xi)}{(\zeta - \xi_0) + \frac{2g H_0}{V_0^2}} \text{ (daN)} \qquad (11)$$

unde :

$\zeta = \frac{\Delta H}{H_0}$ este coeficientul de suprapresiune, determinat grafoanalitic.

Valoarea maximă a acestui coeficient $\xi_{max} = 0{,}35$ este verificată de practică ; valori mai mari se admit pentru vanele din faţa turbinelor şi valori mai mici pentru vanele de la castelul de echilibru, respectiv, în cazul vanelor din faţa turbinei, valori mari pentru căderi mici şi invers valori mici pentru vane de cădere mare (de exemplu : la vana sferică *VS* 1600 — 640, $\xi = 0{,}35$).

3.1.2. Calculul cavitaţional. Estimarea gradului de cavitaţie la care funcţionează vana (relativ inofensiv pe durata scurtă a manevrelor şi periculos în cazul golirilor de fund sau la spargerea conductei forţate, în cazul celorlalte scheme de amenajare) se face prin determinarea coeficientului de cavitaţie. Conform [4] coeficientul de cavitaţie este :

$$\sigma = \frac{(H_B - H_V) + \Delta H}{(1 + \zeta_{VF}) \frac{V_0^2}{2g}}, \qquad (12)$$

unde:

H_B este presiunea barometrică în m H$_2$O ;
H_V — presiunea de vaporizare a apei în m H$_2$O ;
$\Delta H = H$ — contrapresiunea (m) ;
H_{ef} — căderea efectivă de presiune pe vană.

Evidenţierea fenomenului şi condiţia limită este [3] :

$$V < V_K = \sqrt{\frac{2g(H_K + 10{,}3)}{F_K^2\left(\sum\limits_{i=1} \frac{\zeta_i}{F_i^2} + \frac{1}{F_K^2}\right)}}, \quad \text{(m/s)} \qquad (13)$$

unde :

V_K reprezintă viteza în secţiunea critică (m/s) ;
H_K — sarcina statică (mH$_2$O), considerată în secţiunea verificată ;
F_K — aria secţiunii considerate (m^2) ;
$\sum\limits_{i=1} \frac{\rho_i}{F_i^2}$ — sumă ce se referă numai la pierderile de sarcină în amonte de vană

sau [9], pentru stadiul iniţial al cavitaţiei:

$$V_K = C_t V_0 \left(\frac{P_n - P_v}{P_{n0} - P_{v0}}\right)^N \left[1 - \frac{\log \frac{D}{D_0}}{10^{(-0.615 \log C_d + 0.329)}}\right], \quad \text{(m/s)} \qquad (14)$$

unde:

C_t este un coeficient care depinde de $\frac{D}{D_0}$;
V_0 — viteza medie înaintea vanei, în momentul începerii cavitaţiei ;
P_n — presiunea la distanţa de un diametru înaintea vanei (m HO$_2$) ;
P_v — presiunea de vaporizare a apei în m H$_2$O ;
C_d — coeficientul de debit ;
N — un exponent ce caracterizează construcţia vanei.

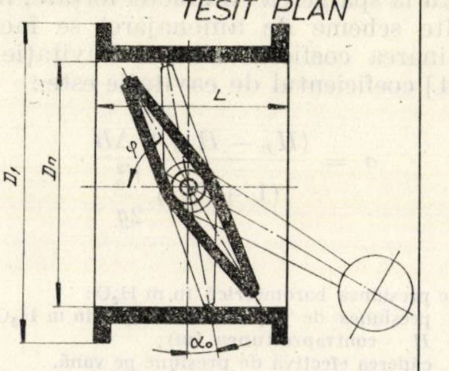
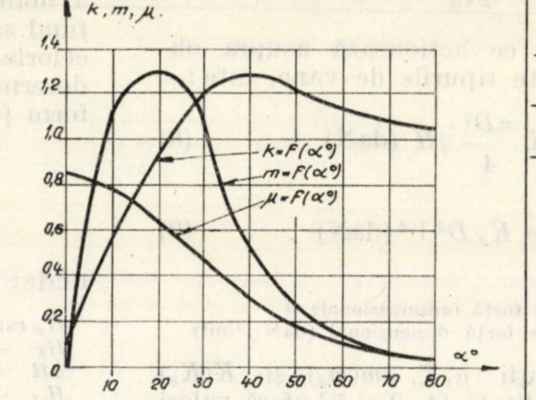
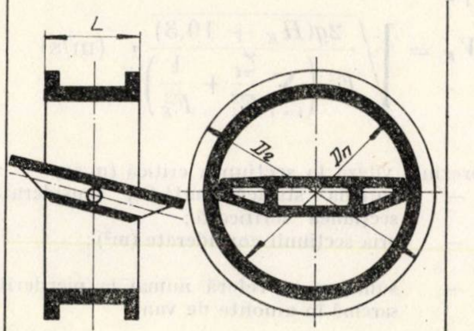
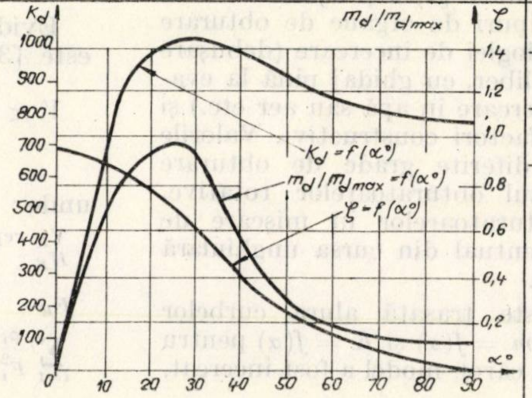
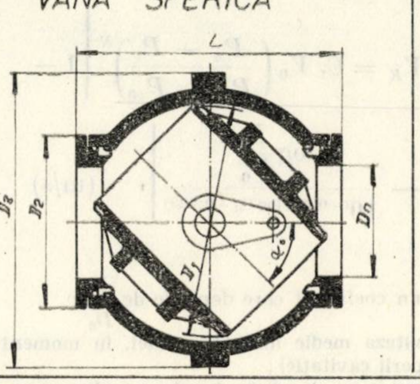
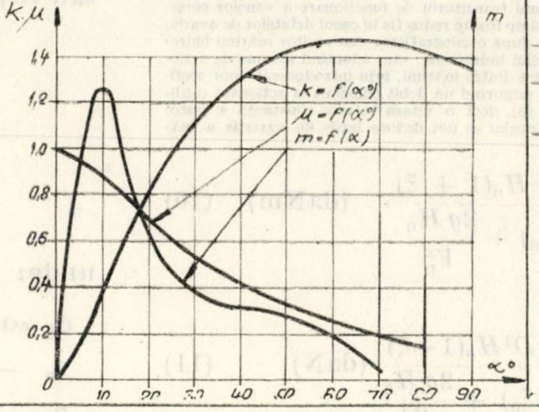
Observaţie ; Indicele 0 se referă la datele experimentale, pe model.

La ora actuală calculul cavitaţional este posibil in limite mai mult sau mai puţin precise, deoarece literatura oferă rezultatele unor incercări experimentale (care urmează să se efectueze şi in cadrul laboratorului ICPEH).

Odată cu stabilirea gradului de cavitaţie există şi preocuparea pentru găsirea unor soluţii de ameliorare a fenomenului.

3.1.3. Calculul hidraulic al acţionării i (se face cu relaţii simple, cunoscute din mecanică).

TABELUL 1

Nr. crt.	Denumirea tipului vanei și schița de principiu	Caracteristici hidraulice și mecanice	Observații
1.	VANA FLUTURE CU DISC TEȘIT PLAN  	 	-cu sau fără contragreutate. -construcție turnată sau sudată. -cu tendință spre închidere.
2.	VANA FLUTURE BIPLANA  	 	-cu sau fără contragreutate. -construcție turnată sau sudată. -cu tendință spre închidere.
3.	VANA SFERICA  	 	-fără contragreutăți -cu tendință spre închidere -pierderi hidraulice minime.

3.2. *Calculul mecanic*

Calculul mecanic are ca scop determinarea principalelor mărimi (momente sau forțe rezistente) care dictează dimensiunile acționării.

Se calculează :

3.2.1. Momentul (forța) de frecare însumînd:

– momentul de frecare în fusurile vanei, pentru roată cursa obturatorului, ținînd seama de variația reacțiilor în lagăre.

Pentru vane cu obturator rotitor :

$$M_{fr} = f\,P\,\frac{d}{2}\ (\text{daN}\cdot\text{m}), \qquad (15)$$

unde :

f este coeficientul de frecare ;

P — forța hidraulică ce acționează asupra obturatorului (daN)

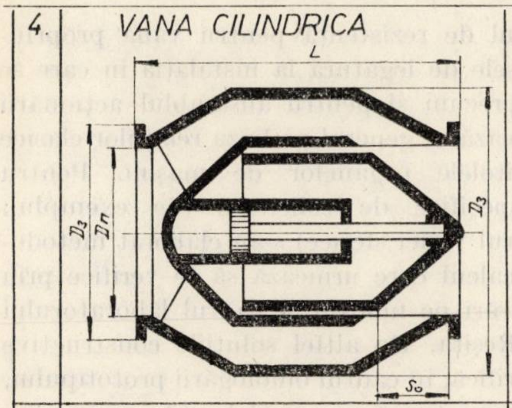
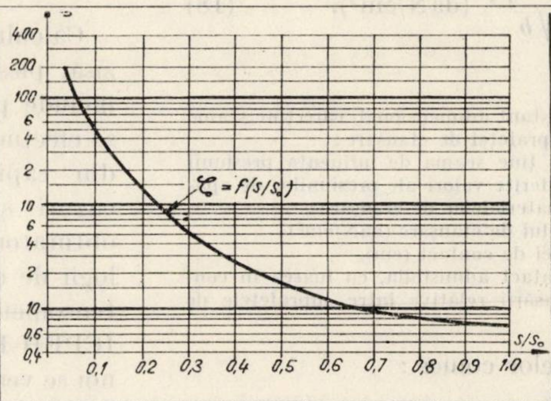
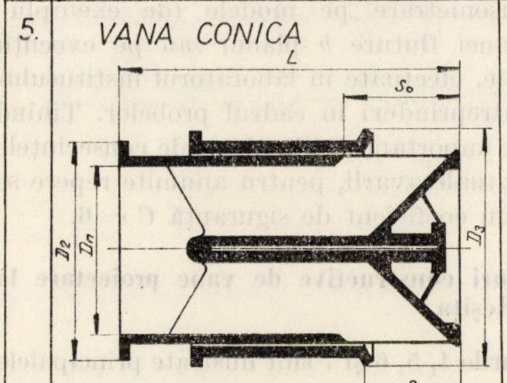
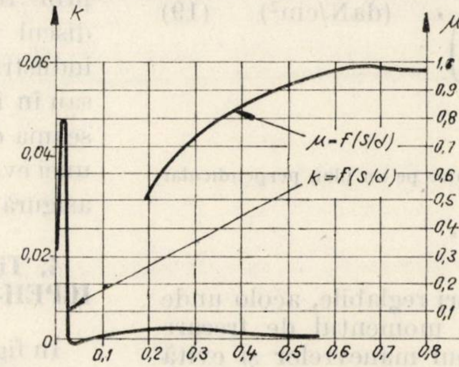
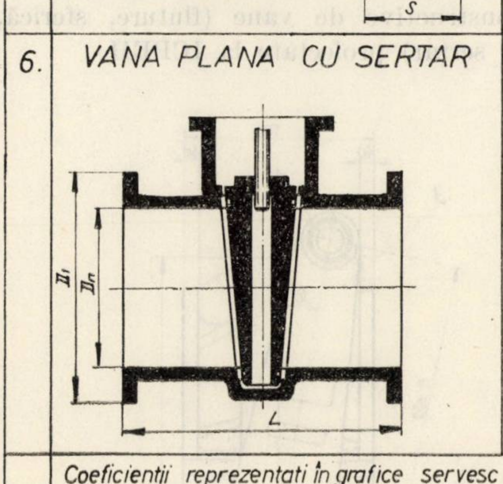
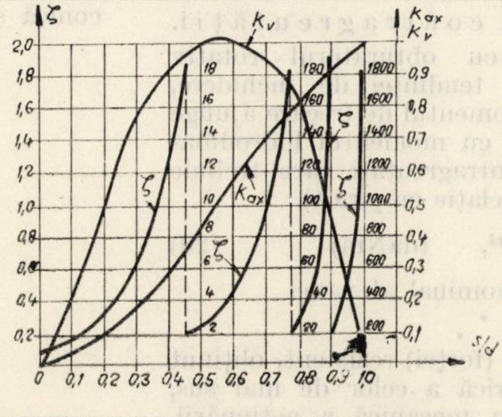
d — diametrul fusurilor (m), determinat de condiția rezistenței la presiune specifică și verificat la solicitarea de încovoiere în secțiunea critică

$$d = \sqrt{\frac{P}{2\lambda\, P_{spa}}}, \qquad (16)$$

unde :

$$\lambda = \frac{d}{l} = 0{,}8\ \ldots\ 1{,}0,$$

(continuare tabel 1)

4. VANA CILINDRICA 		-utilizare ca organ de reglare a debitului. -evacuare în aer sau „înecată".
5. VANA CONICA 		-utilizare ca organ de reglare a debitului. -evacuare în aer sau „înecată". -evacuare în bazin liber în „conductă" aval.
6. VANA PLANA CU SERTAR 		

Coeficienţii reprezentaţi în grafice servesc la calculul: debitului $Q=\mu\frac{\pi D^2}{4}\sqrt{2gH}$ $\left(\mu=\frac{1}{\sqrt{1+\zeta^2}}\right)$ pierderii de sarcină $\Delta h_p=\zeta\frac{v^2}{2g}$ forţei $P=k\frac{\pi D^2}{4}\gamma H$; momentului $M=m\frac{D^3}{12}\gamma H$

l fiind lungimea fusului

P_{spa} — presiunea specifică admisibilă.

- momentul (forţa) de frecare periferic (carcasă-obturator carcasă-sertar);
- forţa de frecare în ghidaje, la vanele cu obturator ce glisează;
- momentul (forţa) de frecare în lanţul cinematic al acţionării (tije, şuruburi de antrenare, etc.).

Determinarea acestor momente şi forţe se face cu relaţii generale din mecanică, organe de maşini.

3.2.2. Momentul (forţa) de etanşare. Etanşarea obturator-carcasă, etanşarea sertar-carcasă, etanşarea zonei fusurilor, etanşarea în zona presetupelor, precum şi etanşarea altor zone, presupun crearea unei presiuni între cuplul de materiale (metal/metal, metal/ /piele tăbăcită special, metal/cauciuc, metal/ material plastic etc.), în limite admisibile, adică:

$$q_n \leqslant q_{ef} \leqslant q_a \qquad (17)$$

unde presiunea de contact minimă necesară [7] în cazul suprafeţelor plane şi cilindrice este

$$q_n = \frac{c + kp_1}{\sqrt{b}} \text{ (daN/cm}^2\text{)}, \qquad (18)$$

unde:

C este coeficientul constant adimensional, care ţine seama de materialul suprafeţei de etanşare;
K — coeficientul care ţine seama de influenţa presiunii de lucru după diferite valori ale presiunilor de apăsare, specifice materialelor de etanşare;
P_1 — presiunea fluidului de etanşare (daN/cm²);
b — lăţimea suprafeţei de contact (cm),
q_a — presiunea de contact admisibilă, cu luarea în considerare a deplasării relative între suprafeţele de etanşare.

În cazul suprafeţelor conice:

$$q_n = \frac{Q}{F_q\left(1 + \dfrac{f}{\operatorname{tg}\theta}\right)}, \quad \text{(daN/cm}^2\text{)} \qquad (19)$$

unde:

Q este forţa axială (daN);
F_q — proiecţia suprafeţei conice pe un plan perpendicular pe axa conului;
f — coeficientul de frecare;
θ — semiunghiul conului.

Realizarea unor etanşări reglabile, acolo unde este posibil, diminuează momentul de frecare ce poate apărea în timpul manevrelor şi evită pierderi de debit prea mari.

3.2.3. Momentul contragreutăţii. În cazul vanelor cu obturatorul rotativ pentru suplimentarea tendinţei de închidere, cînd la finele cursei momentul de frecare ajunge la valori comparabile cu momentul hidrodinamic, se utilizează contragreutăţi care trebuie să creeze momentul (relaţie empirică):

$$M \geqslant 50\, D^4, \quad \text{(daNm)} \qquad (20)$$

D fiind diametrul nominal al vanei

* *
*

Variaţia momentului (forţei) rezistent, obţinut prin însumarea algebrică a celor de mai sus, permite dimensionarea mecanică a acţionării. În cazul vanelor cu obturator rotativ, acţionate cu servomotor oscilant, este foarte importantă corelarea mărimilor cinematice, care se face prin verificarea relaţiei:

$$(L_0 + R\sin\varphi_0 + R\sin\varphi_m)^2 + R^2(\cos\varphi_0 - \cos\varphi_m)^2 = (L_0 + s)^2 \qquad (21)$$

unde:

R este raza manivelei (distanţa între axul vanei şi articulaţia manivelă-servomotor);
L_0 — distanţa între articulaţiile servomotorului;
S — cursa standardizată a pistonului (conform STAS 7779—67)
φ_0 — unghiul de instalare a manivelei, faţă de orizontală
$\varphi_m = \varphi_{tot} - \varphi_0, \varphi_{tot}$ fiind cursa unghiulară totală a obturatorului

Observaţie; relaţia este valabilă pentru orice valoare a unghiului φ_{tot}.

3.3. *Calculul de rezistenţă*

Calculul de rezistenţă pentru vana propriuzisă, piesele de legătură la instalaţia în care se include precum şi pentru ansamblul acţionării se efectuează în general pe baza relaţiilor clasice din capitolele organelor de maşini. Pentru cazuri specifice de solicitare (de exemplu: obturatorul vanei sferice) s-au elaborat metodologii de calcul care urmează să se verifice prin tensometrări pe modele în cadrul laboratorului ICPEH-Reşiţa. De altfel soluţiile constructive noi se verifică, în cadrul omologării prototipului, prin tensometrare pe modele (de exemplu: discul vanei fluture *b*-plane) sau pe execuţii industriale, efectuate în laboratorul institutului sau în întreprinderi în cadrul probelor. Ţinînd seama de importanţa utilajului şi de consecinţele unei eventuale avarii, pentru anumite repere se asigură un coeficient de siguranţă $C = 6$.

4. Tipuri constructive de vane proiectare la ICPEH-Reşiţa

În figurile 4, 5, 6 şi 7 sînt ilustrate principalele tipuri constructive de vane (fluture, sferică, conică şi sertar) proiectate la ICPEH.

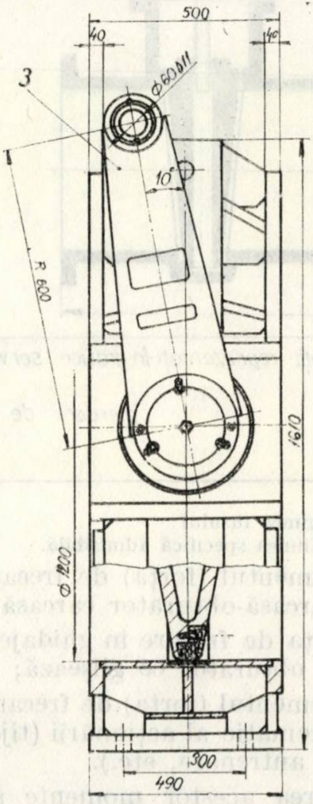


Fig. 4

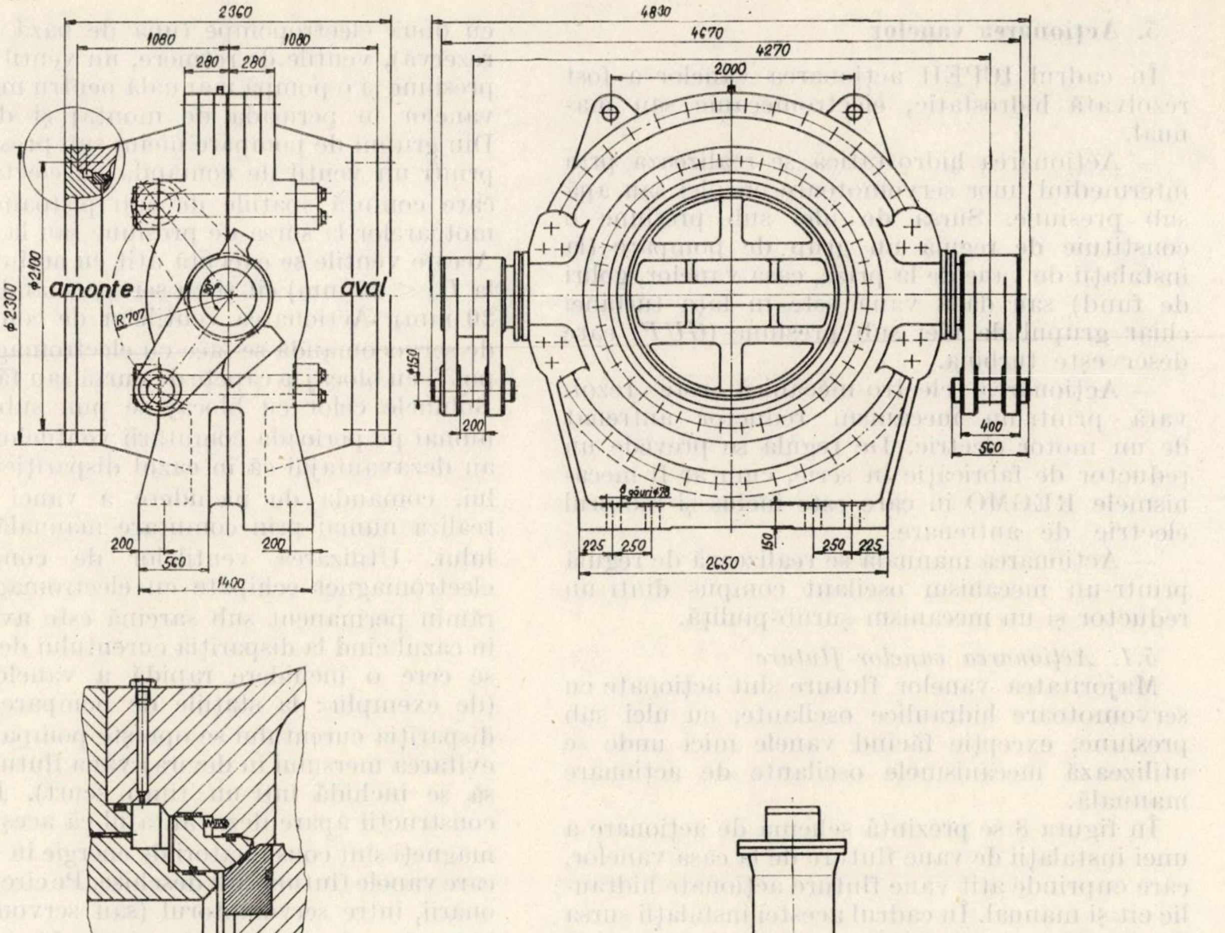

2360
1080
280
280
1080
4830
4670
4270
2000
ø2100
ø2300
amonte
aval
R707
150
200
200
560
1400
400
560
225
250
2650
450
250
225

Fig. 5

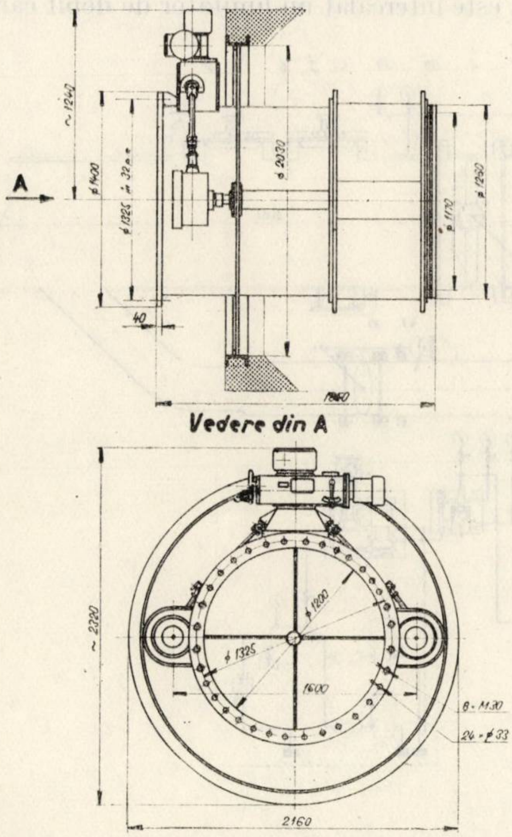

A
~1240
ø1400
ø1325
32
ø2070
ø1290
ø1170
40
1860
Vedere din A
~2320
1200
ø1325
1600
8-M30
24-ø33
2160

Fig. 6

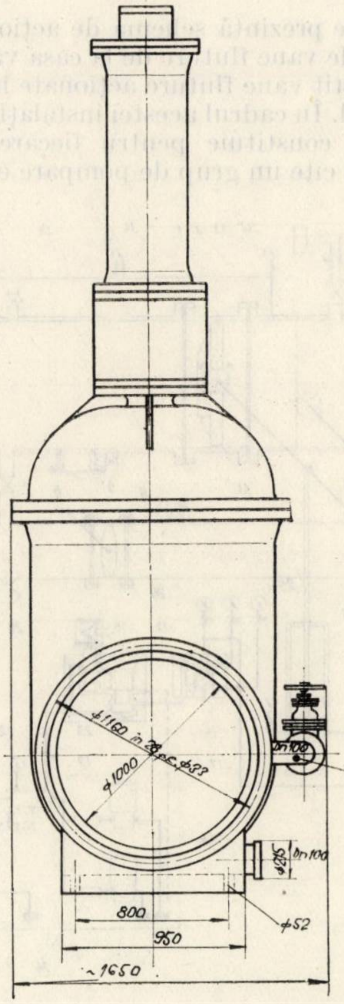

ø1160
ø1000
Dn100
Dn100
800
950
~1650
ø52

Fig. 7

5. Acţionarea vanelor

În cadrul ICPEH acţionarea vanelor a fost rezolvată hidrostatic, electromecanic sau manual.

— Acţionarea hidrostatică se realizează prin intermediul unor servomotoare cu ulei sau apă sub presiune. Sursa de ulei sub presiune o constituie de regulă un grup de pompare (la instalaţii de vane de la prize, casa vanelor, goliri de fund) sau dacă vana este în faţa turbinei chiar grupul de ulei sub presiune (*GUP*) care deserveşte turbina.

— Acţionarea electro-mecanică este rezolvată printr-un mecanism reductor antrenat de un motor electric. De regulă se prevede un reductor de fabricaţie în serie, cum ar fi mecanismele REGMO în care este inclus şi motorul electric de antrenare.

— Acţionarea manuală se realizează de regulă printr-un mecanism oscilant compus dintr-un reductor şi un mecanism şurub-piuliţă.

5.1. Acţionarea vanelor fluture

Majoritatea vanelor fluture sînt acţionate cu servomotoare hidraulice oscilante, cu ulei sub presiune, excepţie făcînd vanele mici unde se utilizează mecanismele oscilante de acţionare manuală.

În figura 8 se prezintă schema de acţionare a unei instalaţii de vane fluture de la casa vanelor, care cuprinde atît vane fluture acţionate hidraulic cît şi manual. În cadrul acestei instalaţii sursa de presiune o constituie pentru fiecare vană fluture în parte cîte un grup de pompare echipat cu două electropompe (una de bază şi una de rezervă), ventile de reţinere, un ventil de suprapresiune şi o pompă manuală pentru manevrarea vanelor în perioada de montaj şi de revizie. Din grupul de pompare uleiul sub presiune trece printr-un ventil de comandă cu electromagnet, care comută spaţiile de sub pistoanele servomotoarelor la sursa de presiune sau la evacuare. Aceste ventile se execută atît cu acţiune directă la $D_n \leqslant 20$ mm) cît şi cu servocomandă (la $D_n >$ 20 mm). Acţionarea ventilelor de comandă sau de servocomandă se face cu electromagneţi, care pot fi cu blocaj la capete de cursă sau fără blocaj. Bobinele celor cu blocaj se pun sub tensiune numai pe perioada comutării ventilelor. Acestea au dezavantajul că în cazul dispariţiei curentului, comanda de închidere a vanei se poate realiza numai prin comutare manuală a ventilului. Utilizarea ventilelor de comandă cu electromagnet echipate cu electromagneţi care rămîn permanent sub sarcină este avantajoasă în cazul cînd la dispariţia curentului de comandă se cere o închidere rapidă a vanelor fluture (de exemplu : la staţiile de pompare, unde la dispariţia curentului se opreşte pompa şi pentru evitarea mersului în deviraj vana fluture trebuie să se închidă într-un timp scurt). La aceste construcţii apare dezavantajul că aceşti electromagneţi sînt consumatori de energie în timpul în care vanele fluture sînt deschise. Pe circuitul acţionării, între servomotorul (sau servomotoarele) hidraulic şi ventilul de comandă cu electromagnet este intercalat un limitator de debit care

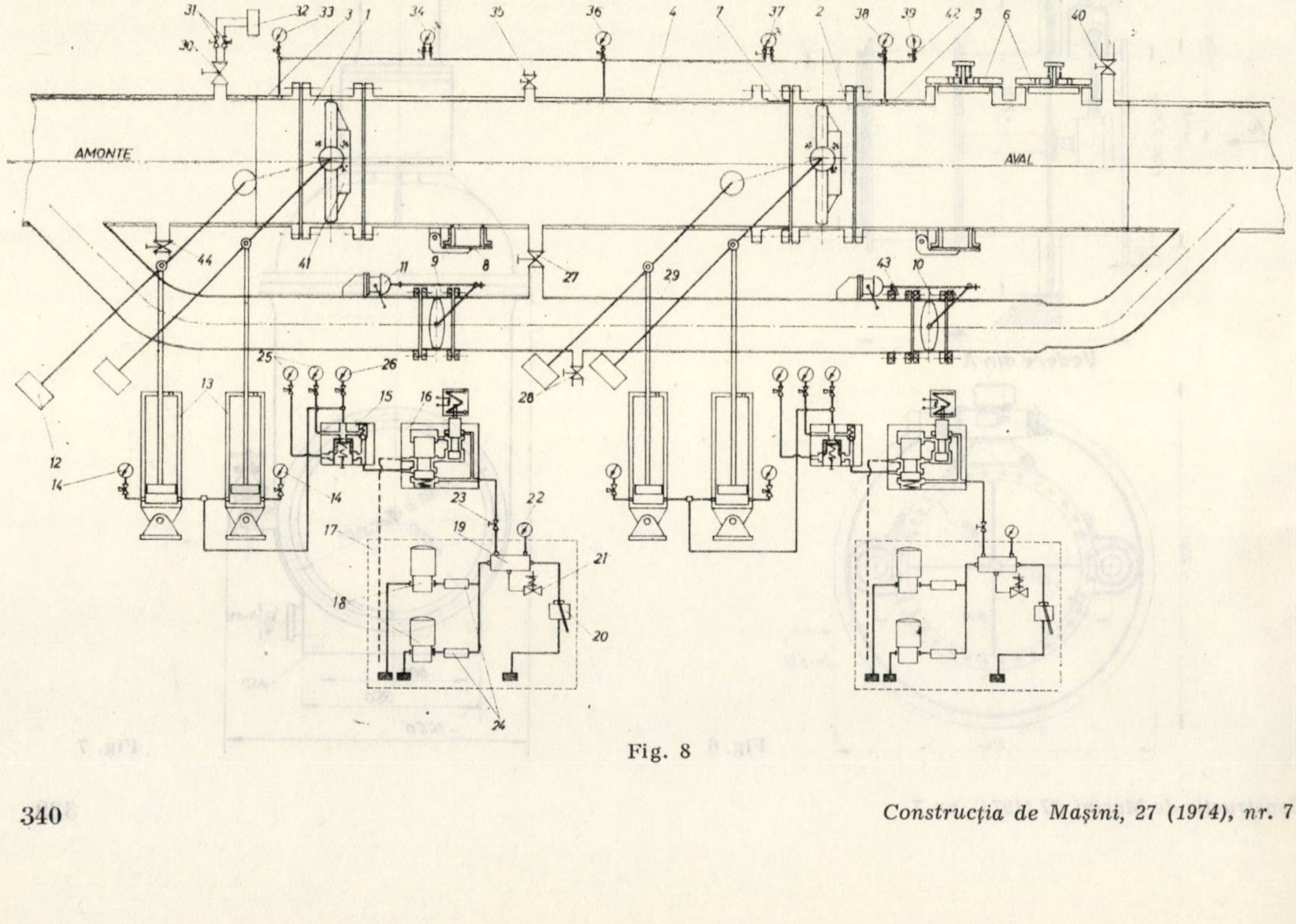


Fig. 8

are rolul de a menţine constantă viteza de închidere a vanei, prin limitarea debitului de ulei evacuat din servomotoare. Prin reglarea acestui limitator de debit se poate realiza timpul de închidere dorit al vanei fluture. Servomotoarele hidraulice utilizate la acţionarea vanelor fluture sînt în exclusivitate servomotoare oscilante. La vanele fluture automate, a căror închidere se realizează cu ajutorul contragreutăţilor, datorită excentricităţii discului şi momentului hidraulic, se utilizează servomotoare cu simplă acţiune. Aceste servomotoare sînt prevăzute cu un cep de frînare la capătul inferior al tijei, care asigură aşezarea lină, fără şoc, a pistonului pe fundul cilindrului servomotorului.

Vanele fluture care nu necesită o închidere automată, cum ar fi cele de revizie la unele centrale hidroelectrice din casa vanelor sau cele de la goliri de fund a barajelor, sînt acţionate cu servomotoare cu dublă acţiune. În aceste cazuri limitatorul de debit din circuitul acţionării este înlocuit cu un drosel dublu sens, care permite reglarea vitezei de circulaţie a uleiului sub presiune în ambele sensuri. Poziţia deschisă a vanelor fluture automate se realizează totdeauna prin menţinerea sub presiune a servomotoarelor hidraulice. Avînd în vedere că în unele cazuri durata menţinerii în această poziţie poate atinge perioade foarte lungi, menţinerea în stare de funcţionare a unui grup de pompare este neeconomică (de exemplu la prizele de apă echipate cu vane fluture). Pentru evitarea acestui dezavantaj în asemenea cazuri sînt utilizate servomotoare hidraulice prevăzute cu un sistem de blocaj cu bile la capătul cursei superioare. Deblocarea acestor servomotoare se realizează cu un impuls hidraulic (de cîţiva zeci de centimetri cubi de ulei sub presiune) furnizat de o electropompă.

În circuitul electric de comandă a acţionării vanelor fluture automate de regulă sînt incluse trei întrerupătoare (în unele cazuri numărul acestora este dublat pentru mărirea siguranţei) acţionate de braţele vanelor sau de came montate pe butucii braţelor.

Aceste întrerupătoare au următoarele roluri:

— semnalizarea poziţiei închise a vanei fluture;

— semnalizarea poziţiei deschise a vanei fluture şi oprirea electropompei de acţionare în momentul atingerii acestei poziţii;

— pornirea electropompei (a repompării) în cazul cînd datorită neetanşeităţilor apar pierderi de ulei sub presiune sub pistoanele servomotoarelor şi vana se închide cu 5° faţă de poziţia complet deschisă.

În cazul utilizării servomotoarelor cu dublu efect se folosesc numai două întrerupătoare pentru semnalizarea poziţiei închise şi deschise a vanei, respectiv pentru oprirea electropompei la atingerea acestor poziţii a vanei.

5.2. Acţionarea vanelor sferice

Acţionarea vanelor sferice se realizează de regulă atît cu ulei sub presiune precum şi cu apă din conducta forţată. În primul caz circuitul şi elementele acestuia sînt asemănătoare cu cele de la instalaţiile vanelor fluture. În cazul acţionării vanelor sferice cu apă din conducta forţată se foloseşte şi uleiul sub presiune (de regulă de la GUP-ul turbinei) pentru comanda acţionării. În figura 9 se prezintă schema de acţionare a unei vane sferice din faţa turbinei. Aceste vane se deschid totdeauna în presiuni egalizate şi pentru aceasta manevra de deschidere a vanei este precedată de deschiderea ventilului cu jet conic de pe conducta by-pass. Deschiderea şi închiderea ventilului cu jet conic se face cu ulei sub presiune de la GUP, prin intermediul unui ventil de comandă cu electromagnet. Uleiul sub presiune acţionează asupra unui servomotor cu dublu efect fixat pe corpul ventilului. Tija ventilului cu jet conic are formă de piston diferenţial, care asigură tot timpul tendinţa de închidere a ventilului sub acţiunea apei sub presiunea din conductă. Tot cu ulei sub presiune este acţionat servomotorul rotativ din blocul ventilelor de comandă prin intermediul unui alt ventil de comandă cu electromagnet. Acest bloc are rolul de a dirija apa sub presiune din conducta forţată pe o faţă sau alta a servomotoarelor de acţionare a vanei sferice. În componenţa acestuia intră două blocuri cu cîte două ventile de tip taler care sînt comandate de un ax cu came, care la rîndul lui este rotit de servomotorul rotativ acţionat cu ulei. Pe acest ax este fixat un disc pe care s-a înfăşurat un cablu cu o contragreutate. În cazul dispariţiei presiunii uleiului de comandă, contrageutatea va roti axul cu came şi va comanda închiderea vanei sferice.

În circuitul acţionării vanei sferice este introdus şi ventilul de comandă a etanşării, care permite legarea spaţiului din spatele inelului de etanşare la presiune după închiderea obturatorului (la închidere) sau la evacuare (la deschidere). Comanda ventilului se realizează printr-o camă fixată pe unul din braţele vanei sferice sau chiar prin apăsarea sertarului de braţul vanei. În cazul cînd nu se poate realiza etanşarea vanei cu inelul de etanşare de lucru (cel din aval) se recurge la etanşarea de rezervă (cel din amonte). Acţionarea acestui inel nu se mai poate realiza automat ci prin intermediul unui ventil acţionat manual, înglobat în vana sferică. Pentru a evita pătrunderea impurităţilor în circuitul acţionării apa din conducta forţată este trecută prin două filtre, care se pot izola unul faţă de celălalt. Aceasta are rolul de a permite curăţirea unui filtru fără întreruperea funcţionării agregatului. Închiderea vanelor sferice din faţa turbinelor se face de regulă în presiuni egalizate, deoarece la oprirea agregatelor închiderea aparatului director se realizează într-un timp relativ scurt. Acţionarea se prevede în aşa fel încît în cazul cînd dintr-un oarecare motiv aparatul director nu răspunde la comanda de închidere sau în caz de avarie (de exemplu spargerea camerei spirale) închiderea să se poată face şi în curentul apei. Vanele sferice utilizate pe conductele de refulare la unele staţii de pompare (din cadrul amenajărilor hidroenergetice) sînt prevăzute cu un astfel de sistem de acţionare, care permite în mod curent deschiderea şi închiderea acestor vane într-un sens sau altul de curgere al apei din conductă. Aceste vane sferice sînt de regulă vane automate care trebuie să se închidă într-un timp relativ scurt la oprirea pompelor, pentru a nu permite mersul în deviraj al acestora.

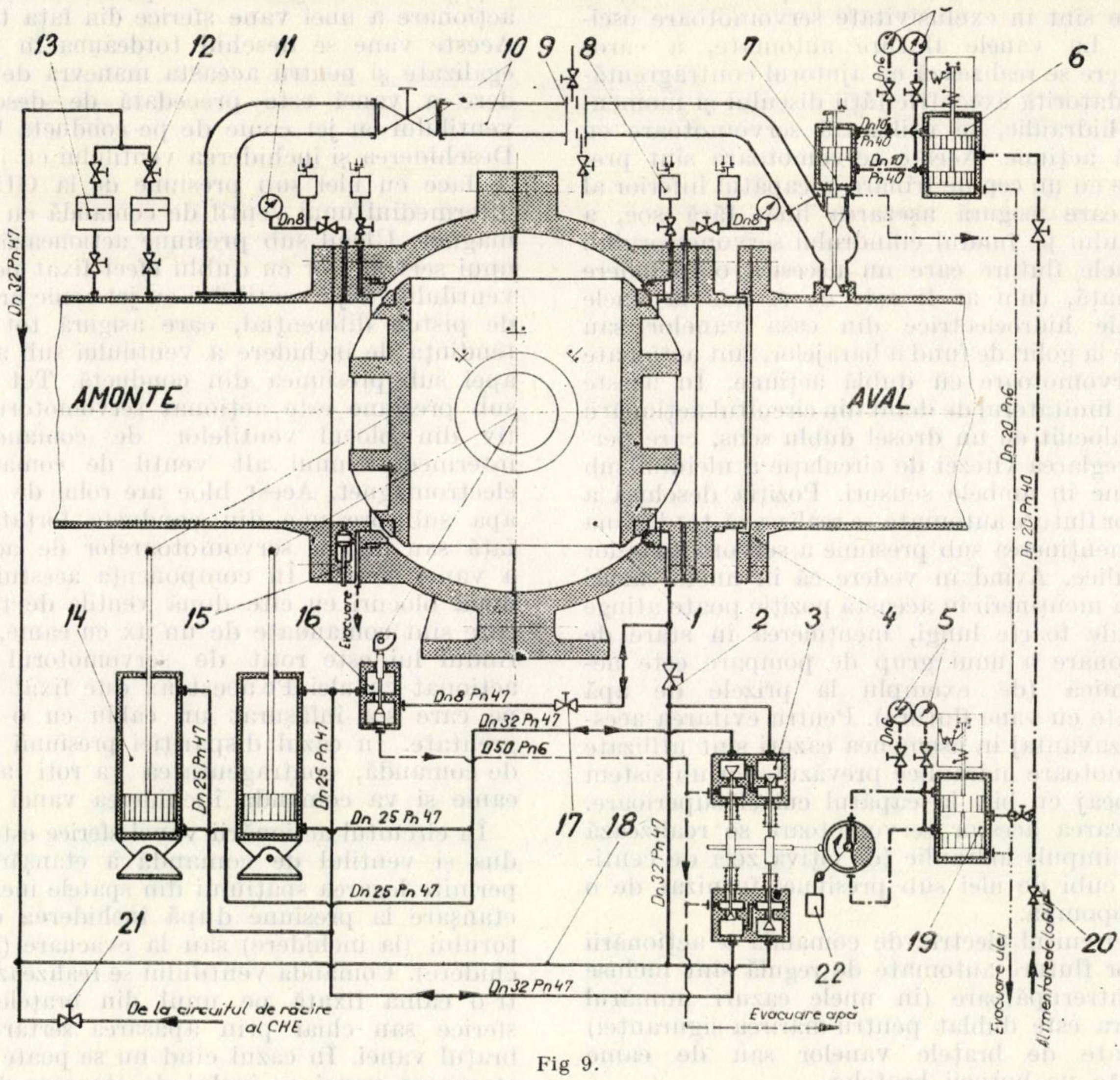

13
12
11
10
9
8
7
6
Dn 32 Pn 47
Dn8
Dn6
Dn10 Pn40
Dn10 Pn40
AMONTE
AVAL
Dn 20 Pn6
Dn 20 Pn40
14
15
16
Evacuare
1
2
3
4
5
Dn8 Pn47
Dn32 Pn47
D50 Pn6
Dn 25 Pn47
Dn 25 Pn47
Dn 25 Pn 47
Dn 25 Pn 47
17
18
Dn32 Pn47
19
20
21
22
Dn32 Pn47
De la circuitul de răcire al CHE
Evacuare apă
Evacuare ulei
Alimentare de la GUP

Fig 9.

5.3. *Acţionarea vanelor cu sertar*

Acţionarea vanelor cu sertar s-a realizat în două variante: cu servomotor hidraulic şi electromecanic. În cazul utilizării servomotoarelor hidraulice tija acestora este corp comun cu tija obturatorului vanei. Uleiul sub presiune şi în aceste cazuri este furnizat de un grup de pompare. Servomotoarele utilizate sînt cu dublu efect şi la acestea se pretează blocajul cu bile la capătul superior al cursei, pentru eliminarea funcţionării permanente (sau intermitente) a grupului de pompare. Acţionarea electromecanică se realizează prin intermediul unui mecanism reductor (REGMO) acţionat de un motor electric, care dă posibilitatea manevrării manuale (prin cuplarea unei roţi de mînă) pentru perioada de montaj, revizii sau pentru cazul cînd apar defecţiuni pe circuitul electric de acţionare.

5.4. *Acţionarea vanelor conice*

În cazul vanelor conice aţionarea acestora se rezolvă electromecanic sau manual. Acţionarea electromecanică are la bază tot un mecanism de tip REGMO cuplat cu un alt reductor cu trei roţi dinţate conice, care permite transmiterea mişcării de rotaţie de la mecanismul de acţionare la şuruburile de antrenare a obturatorului. Transmisia mişcării se face prin doi arbori cardanici. Mecanismul de tip REGMO permite vizualizarea poziţiei obturatorului atît local cît şi la distanţă. În cazul acţionării manuale aceasta se poate realiza printr-un reductor de la care mișcarea se conduce la fel la șuruburile de antrenare prin arbori cardanici, sau printr-un reductor, al cărui ax traversează zona de curgere într-un blindaj și acționează asupra șuruburilor prin două angrenaje conice.

6. Realizări și perspective

La aniversarea a zece ani de la înființare institutul poate raporta proiectarea unei largi game de tipodimensiuni de vane care echipează sau vor echipa cele mai complexe amenajări hidroenergetice și hidrotehnice din țară, printre realizările de performanță atît din punct de vedere al concepției cît și al parametrilor putînd fi enumerate:

— vana fluture VF 400—125 de la UHE Lotru (vezi fig. 20 p. 308)
— vana sferică VS 160—640 de la CHE Mărișelu;
— vana conică VK 120—100 (fig. 10);
— vana sertar VSe 100—100 (fig. 11).

În figura 12 se prezintă o vană sferică, după finalizarea execuției la Întreprinderea de construcții de mașini Reșița.

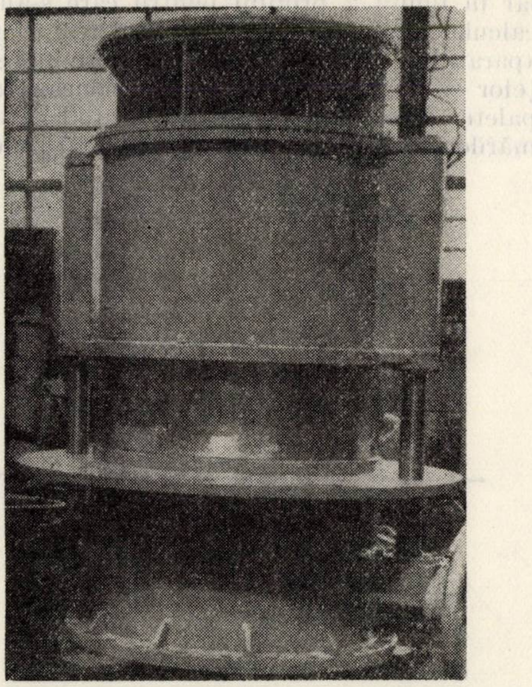


Fig. 10

Fig. 11

Fig. 12

Ca urmare a planului de studiu-cercetare propus, plan în domeniul măsurătorilor energetice și cavitaționale (pe modele de diverse forme constructive și pe mașini reale), al oscilografierii unor mărimi hidromecanice în regim tranzitoriu (la montaj, pe conducte forțate), al tensometrării pe modele și prototipuri și probelor complexe în întreprindere și la montaj (pentru fundamentarea ipotezelor de calcul la diferite regimuri de funcționare), precum și cu practiva proiectării, execuției și punerilor în funcțiune, în cadrul institutului se vor putea elabora proiectele unor instalații de vane de performanță, ca VS 220—770 și VF 360—175 (de la centrala hidroelectrică Retezat).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Morozov, A. A.*: Turbinnoe oborudovanie ghidroelectrostanții; GEI 1958 Moskva.
[2] *Ianșin, B. I.*: Zatvorî i perehodî truboprovodov, Mașghiz, Moskva 1962.
[3] *Smoczer, I.*: Probleme de calcul și construcție ale vanelor pentru conducte forțate. În: Construcția de mașini, nr. 9, septembrie, 1971, București.
[4] *Smoczer, I., Takàcs, R.*: Probleme de proiectare a vanelor fluture pentru conducte forțate, goliri de fund și aspecte privind creșterea siguranței în exploatare, Conf. Energ. din România, București, 17—19 oct., 1974.
[5] *Ianșin, B. I.*: Ghidrodinamiceskie caracteristikii zatvorov i elementov turboprovodov, Mașinostroienie, 1965.
[6] *Smoczer, I.*: Limitator de debit unisens pentru acționări hidraulice, Simpozion TMM, Reșița, oct., 1972.
[7] *Gurievici, D. F.*: Rasciot i construirovanie truboprovodnoi armaturî, Mașinostroienie 1969.
[8] *Alexandrescu, Fl., Necula, St.*: Conducte și armături, Editura tehnică, București, 1963.
[9] *Ianes, W. Ball., Tullis, I. P.*: Cavitation in butterfly valves Jurn. Hydr. DIV. Proc. Amer. Soc. Civ. Eng. 1973—99 Nr. 9 — 1303—1318.

CZ: 621-22

Despre eforturile ce apar pe paletele aparatelor directoare

Ing. Vladimir **VIDRAȘCU**; ing. Viorel **CAMPIAN** – I.C.P.E.H. – Reșița

1. Introducere

În practica proiectării, forțele și momentele de natură hidraulică care acționează asupra paletelor aparatelor directoare cilindrice ale turbinelor cu reacție se determină-în vederea calculelor sistemului de reglaj și a verificărilor de rezistență-pe baza rezultatelor obținute în laborator prin măsurători experimentale efectuate asupra unor modele la scară redusă [1]. Dar rezultatele experimentale cunoscute sînt relativ puține, iar numărul de aparate directoare ce se proiectează este din ce în ce mai mare. Dată fiind această situație și urmărind evitarea unui mare număr de experimentări laborioase și costisitoare pentru fiecare model în parte, în baza unor indicații din literatura de specialitate [3] ne-am propus să determinăm pe cale teoretică forțele și momentele de natură hidraulică ce apar pe paletele directoare.

În această lucrare se prezintă rezultatele calculului teoretic precum și compararea lor cu date experimentale cunoscute, iar în final se fac unele considerații asupra similitudinii aparatelor directoare.

2. Obținerea prin calcul a forțelor și momentelor pe paletele aparatului director

Calculul teoretic al forțelor și momentelor pe paleta aparatului director se face cu ajutorul metodelor oferite de teoria hidrodinamică a rețelelor de profile. Pentru aceasta se fac următoarele ipoteze simplificatoare:

- mișcarea apei în aparatul director este potențială;
- fluidul este ideal și incompresibil;
- rețeaua de profile a aparatului director se aproximează cu o rețea plană, rectilinie (fig. 1).

Este evident faptul că ipotezele admise asigură doar o aproximare mai mult sau mai puțin corectă a curgerii reale prin aparatul director, care nu este nici plană [3] și nici potențială.

Calculele s-au făcut pentru următoarele două situații:

2.1. Aparat director cu palete din plăci plane

Aproximînd rețeaua aparatului director cu o rețea rectilinie de plăci plane, s-a dezvoltat metodologia de calcul a forțelor și momentelor indicate [3, 7]. Placa s-a considerat orientată după direcția de portanță nulă a profilului paletei directoare. Față de această direcție s-au calculat toate unghiurile necesare, ulterior putînd face recalculări în raport cu orice axă (coardă) geometrică mai favorabilă. Mișcarea în aparatul director s-a definit considerînd unghiul β_1 (unghiul de intrare în rețea) ca fiind unghiul de curgere realizat de camera spirală, iar unghiul β_2 (unghiul de ieșire din rețea) ca fiind unghiul de așezare a plăcilor în rețea (β_e).

Rezultatele calculului sînt prezentate în figurile 3, 4 și 5. Pentru turbinele cu sens de rotație normal (opus celui trigonometric) s-a considerat momentul $\vec{M} > 0$ dacă este orientat în sensul trigonometric (direct), iar forța portantă $\vec{A} > 0$ dacă este orientată înspre axul mașinii [4].

2.2. Aparat director cu palete profilate

În figura 1 se prezintă rețeaua de profile cu elementele geometrice și unghiulare necesare, iar în figura 2 profilul pentru care s-au făcut calculele, comparativ cu profilul real al paletei aparatului director. Pentru determinarea forțelor și a momentelor care acționează asupra paletei directoare s-a folosit metoda transformărilor conforme a prof. O. Popa [5], ale cărei posibilități de studiu și cercetare sînt evidențiate în [8].

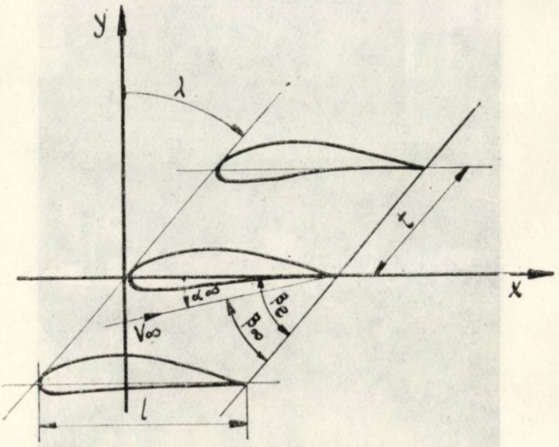
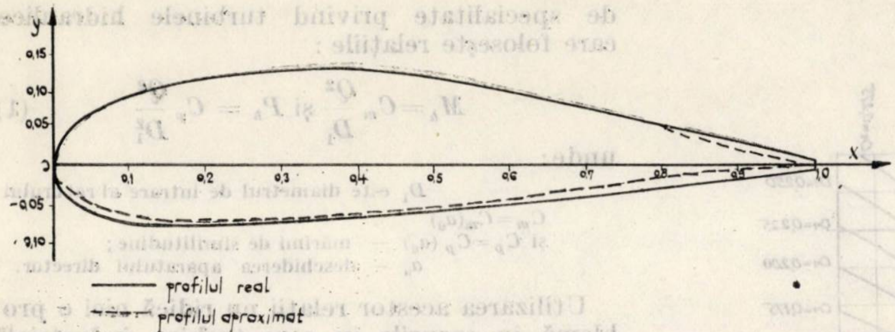


Fig. 1

Rezultatele sînt prezentate tot în figurile 3, 4 și 5, pentru a le putea compara cu datele experimentale și cu cele obținute în capitolul 2.2.

Pentru profilul aproximat (fig. 2) s-au determinat variațiile forței (portanța) și ale momentului hidraulic exprimate prin coeficienții C_A, respectiv C_M, care sînt prezentați în figurile 6 și 7.



← Fig. 2

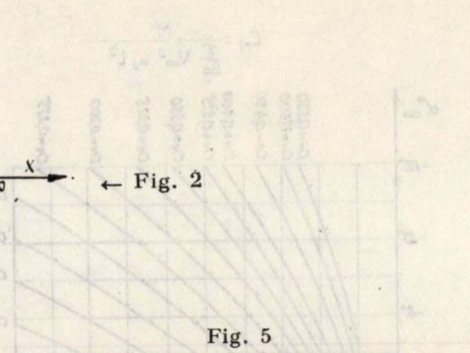


Fig. 5

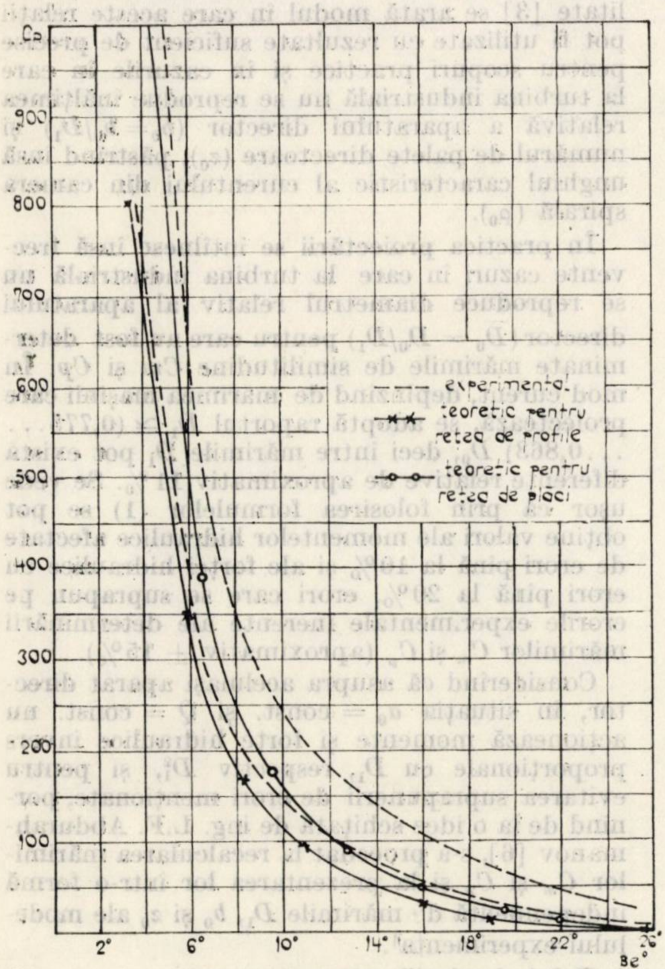
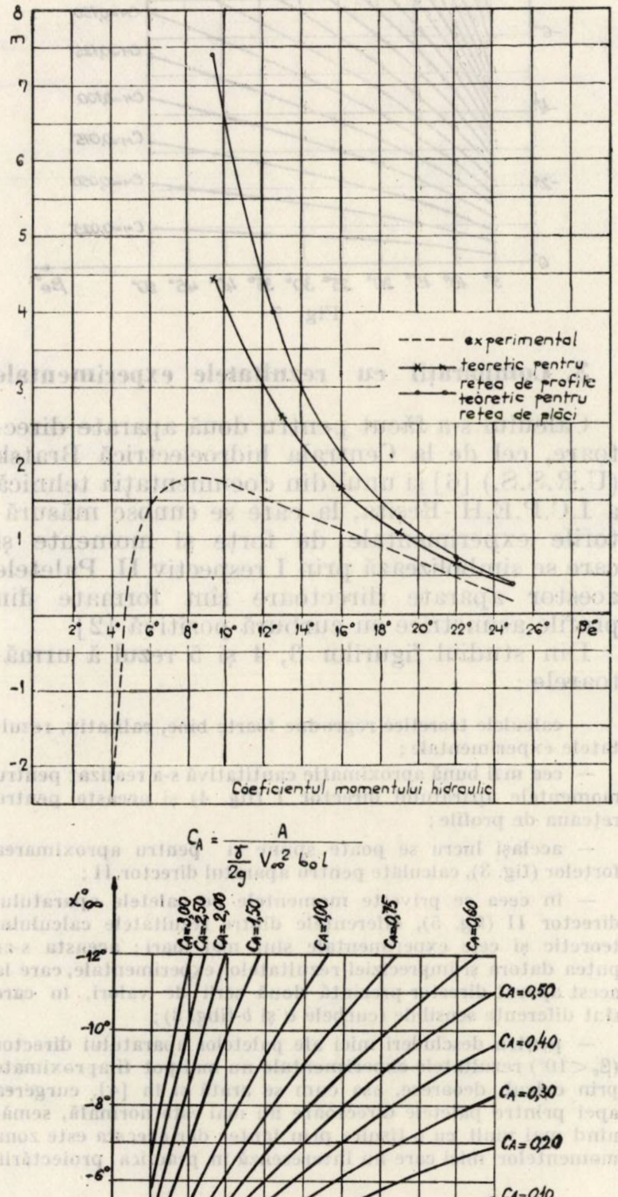


Fig. 3



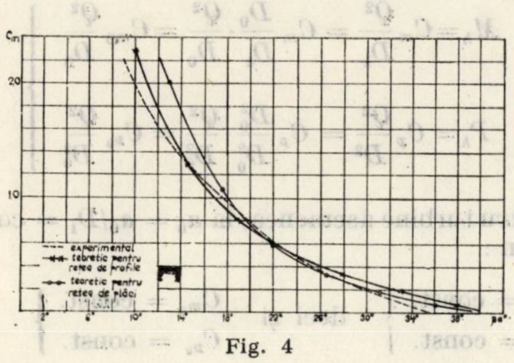


Fig. 4

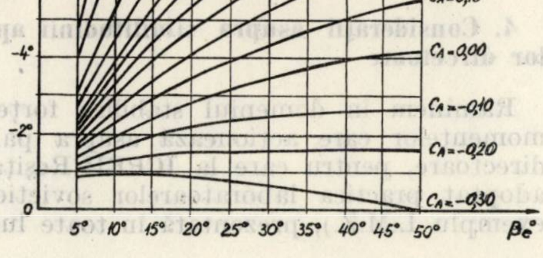


Fig. 6 →

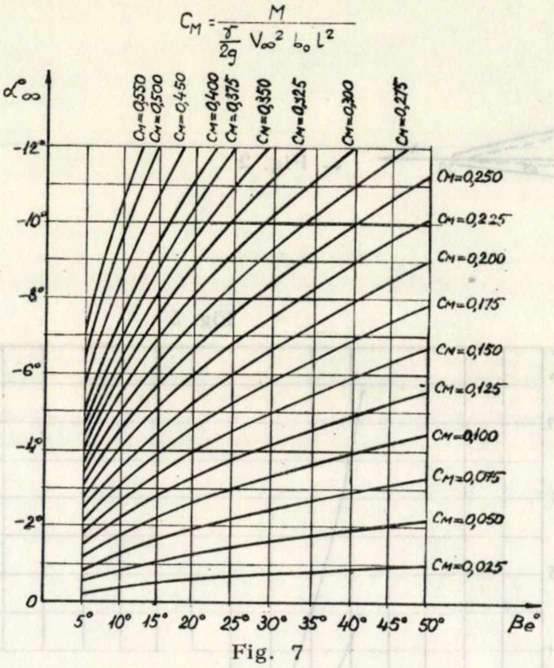


Fig. 7

3. Comparaţii cu rezultatele experimentale

Calculul s-a făcut pentru două aparate directoare, cel de la Centrala hidroelectrică Bratsk (U.R.S.S.) [6] şi unul din documentaţia tehnică a I.C.P.E.H.-Reşiţa, la care se cunosc măsurătorile experimentale de forţe şi momente şi care se simbolizează prin I respectiv II. Paletele acestor aparate directoare sînt formate din profile asimetrice cu curbură pozitivă [2].

Din studiul figurilor 3, 4 şi 5 rezultă următoarele :

— calculele teoretice reproduc foarte bine, calitativ, rezultatele experimentale ;

— cea mai bună aproximaţie cantitativă s-a realizat pentru momentele aparatului director I (fig. 4) şi aceasta pentru reţeaua de profile ;

— acelaşi lucru se poate spune şi pentru aproximarea forţelor (fig. 3), calculate pentru aparatul director II ;

— în ceea ce priveşte momentele pe paletele aparatului director II (fig. 5), diferenţele dintre rezultatele calculului teoretic şi cele experimentale sînt mai mari ; aceasta s-ar putea datora şi impreciziei rezultatelor experimentale, care la acest aparat director prezintă două serii de valori, în care sînt diferenţe sensibile (curbele *a* şi *b*-fibg. 3) ;

— pentru deschideri mici ale paletelor aparatului director ($\beta_e < 10°$) rezultatele experimentale nu mai pot fi aproximate prin calcul, deoarece, aşa cum se arată şi în [4], curgerea apei printre paletele directoare nu mai este normală, semănînd mai mult cu o ţîşnire prin fante ; dar aceasta este zona momentelor mici care nu interesează în practica proiectării.

4. Consideraţii asupra similitudinii aparatelor directoare

Rămînem în domeniul stabilirii forţelor şi momentelor care acţionează asupra paletelor directoare, pentru care la ICPEH-Reşiţa s-a adoptat practica laboratoarelor sovietice (de exemplu L.M.Z.), prezentată în toate lucrările de specialitate privind turbinele hidraulice, care foloseşte relaţiile :

$$M_h = C_m \frac{Q^2}{D_1} \text{ şi } P_h = C_p \frac{Q^2}{D_1^2} \tag{1}$$

unde:

D_1 este diametrul de intrare al rotorului ;
$C_m = C_m(a_0)$
şi $C_p = C_p(a_0)$ — mărimi de similitudine ;
a_0 — deschiderea aparatului director.

Utilizarea acestor relaţii nu ridică nici o problemă în cazurile în care turbina industrială este în similitudine geometrică completă cu modelul experimental. În literatura de specialitate [3] se arată modul în care aceste relaţii pot fi utilizate cu rezultate suficient de precise pentru scopuri practice şi în cazurile în care la turbina industrială nu se reproduc înălţimea relativă a aparatului director ($\bar b_0 = b_0/D_1$) şi numărul de palete directoare (z_0), păstrînd însă unghiul caracteristic al curentului din camera spirală (ρ_0).

În practica proiectării se întîlnesc însă frecvente cazuri în care la turbina industrială nu se reproduce diametrul relativ al aparatului director ($\bar D_0 = D_0/D_1$) pentru care au fost determinate mărimile de similitudine *Cm* şi *Cp*. În mod curent, depinzînd de mărimea maşinii care proiectează, se adoptă raportul $D_1 \cong (0{,}775 \ldots \ldots 0{,}863)\, D_0$, deci între mărimile D_1 pot exista diferenţe relative de aproximativ 11%. Se vede uşor că prin folosirea formulelor (1) se pot obţine valori ale momentelor hidraulice afectate de erori pînă la 10% şi ale forţei hidraulice cu erori pînă la 20%, erori care se suprapun pe erorile experimentale inerente ale determinării mărimilor C_m şi C_p (aproximativ ± 15%).

Considerînd că asupra aceluiaşi aparat director, în situaţia $a_0 =$ const. şi $Q =$ const. nu acţionează momente şi forţe hidraulice invers proporţionale cu D_1, respectiv D_1^2, şi pentru evitarea suprapunerii de erori menţionate, pornind de la o idee schiţată de ing. L.F. Abdurahmanov [6], s-a procedat la recalcularea mărimilor C_m şi C_p şi la prezentarea lor într-o formă independentă de mărimile D_1, b_0 şi z_0 ale modelului experimental.

Reluînd relaţiile (1) putem scrie :

$$\left.\begin{aligned} M_h &= C_m \frac{Q^2}{D_1} = C_m \frac{D_0}{D_1} \cdot \frac{Q^2}{D_0} = C_{m0} \frac{Q^2}{D_0} \\ P_h &= C_p \frac{Q^2}{D^2} = C_p \frac{D_0^2}{D_0^2} \cdot \frac{Q^2}{D_0^2} = C_{p_0} \frac{Q^2}{D_0^2} \end{aligned}\right\} \tag{2}$$

Pentru turbine asemenea, la $a_0 = a_0/D_1 =$ const. avem :

$$\left.\begin{aligned} C_m &= \text{const.} \\ C_p &= \text{const.} \end{aligned}\right\} \text{ deci şi } \left.\begin{aligned} C_{m_0} &= \text{const.} \\ C_{p_0} &= \text{const.} \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

Ultimele două egalități se păstrează și în cazul în care similitudunea se limitează doar la aparatul director și la camera spirală, turbinele în ansamblu nefiind asemenea , deci D_0/D_1 = const. și b_0/D_1 = const. În aceste condiții, avînd în vedere [3 și 6], putem scrie pentru aparatele directoare fără similitudine geometrică ($Z_{0M} \neq Z_0$ și $\bar{b}_{0M} \neq \bar{b}_0$) :

$$\left.\begin{aligned} C_{p_0}\cdot z_0\bar{b}_0 &= C_p \frac{D_0^2}{D_1^2} z_0 \frac{b_0}{D_0} = C_p z_0 \frac{b_0 D_0}{D_1^2} = \text{const.} = K_p \\ C_{m_0}\cdot z_0^2\bar{b}_0 &= C_m \frac{D_0}{D_1} z_0^2 \frac{b_0}{D_0} = C_m z_0^2 \frac{b_0}{D_1} = \text{const.} = K_m \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

În egalitățile (4) s-a luat înălțimea relativă în raport cu diametrul aparatului director ($\bar{b}_0 = b_0/D_0$) [6].

Deci coeficienții experimentali $C_m = f(a_0)$ și $C_p = f(a_0)$, cunoscuți pentru cîteva modele de aparate directoare, au fost recalculați sub forma $K_m = f(\bar{a}_0)$ și $K_p = f(\bar{a}_0)$, deschiderile $\bar{a}_0$ luînd pentru diametrul $D_0 = 1$ m. Ținînd seama de (4), expresiile momentului și forței (2) devin :

$$\left.\begin{aligned} M_h &= \frac{k_m}{b_0 z_0^2}\cdot\frac{Q^2}{D_0} = C_m \left(\frac{D_0}{D_1}\bar{b}_0 z_0^2\right)_M \cdot \frac{Q^1}{\frac{D_0}{D_1}\cdot\bar{b}_0 z^2 D_1^2} \\ P_h &= \frac{K_p}{b_0 z_0}\cdot\frac{Q^2}{D_0^2} = C_p \left(\frac{D_0^2}{D_1^2}\cdot\bar{b}_0 z_0\right)_M \cdot \frac{Q^2}{\frac{D_0^2}{D_1^2}\bar{b}_0 z_0 D_1^2} \end{aligned}\right\} \tag{5}$$

Se vede ușor că în cazul similitudinii complete, adică avînd și $(D_0/D_1)_M = D_0/D_1$, $b_{0M} = \bar{b}_0$ și $z_{0M} = z_0$, relațiile (5) se reduc la relațiile inițiale (1).

Fiind cunoscut și faptul că în cazul a două aparate directoare cu număr diferit de palete ($Z_{0M} \neq Z_0$) recalcularea deschiderilor pe baza relației uzuale :

$$a_0 z_0 = a_{0M}\cdot z_{0M} \tag{6}$$

este doar o aproximație, condiția aceasta neasigurînd similitudinea curgerilor prin cele două turbine, valorile coeficienților k_p și k_m se utilizează exprimați în funcție de unghiul de ieșire al apei din rețeaua aparatului director (β_2).

S-a ales acest parametru deoarece condiția $\beta_{2M} = \beta_2$ asigură similitudinea curgerilor în cele două cazuri și totodată unghiul β_2 reprezintă și unghiul de instalare a paletelor în rețea, deci definește complet deschiderea acestora. Cunoscînd dependențele grafice $\beta_2 = F(\bar{a}_0, z_0)$ toate recalculările se pot efectua destul de simplu.

5. Concluzii

1. Rezultatele obținute permit să se afirme că forțele și momentele pe paletele aparatelor directoare se pot determina și pe cale teoretică cu o aproximație destul de bună pentru practica proiectării.

În acest sens îmbunătățirea metodei de calcul necesită preocupări privind :

— aproximarea analitică mai precisă a profilului paletei directoare ;

— calculul direct în rețeaua circulară ;

— efectuarea de măsurători experimentale sistematice în cadrul laboratorului ICPEH-Reșița, pentru verificarea rezultatelor obținute teoretic.

2. Deoarece forțele și momentele hidraulice pe palete depind de două variabile geometrice (β_1 și β_e), se propune prezentarea valorilor coeficienților respectivi în funcție de aceste elemente, așa cum s-a procedat în această lucrare (fig. 6 și 7), ceea ce permite un grad mai mare de generalizare a rezultatelor și de aplicare a lor în scopuri practice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Anghel, A., Corb, I.* : Contribuții privind variația momentelor hidraulice pe paletele aparatelor directoare ale turbinelor hidraulice. Construcția de Mașini, nr. 5, 1972.

[2] *Kovalev, N. N.* : Ghidroturbin. Izdat, Mașinostroenie, Leningrad, 1971.

[3] *Kolton, A. Iu., Etinberg, I. E.* : Osnovî teorii i ghidrodinamiceskovo rasceta vodianîh turbin. Izdat. Mașinostroitelinoi literaturî, Moskva, 1958.

[4] *Nicolskii, P. N.* : Vliianie formî pogvodiașcei camerî i raspolojenia lopatok napravliuscevo aparata ghidroturbinî na evo silovie haracteristiki. L.M.Z. — Ghidroturbostroienie, nr. 4, 1957.

[5] *Popa, O.* : The determination of a general relation between the aerodynamic properties of a single airfoil an those of the same airfoil arranged in an arbitrary cascade. Conferința de mașini hidraulice, Budapesta, 1972.

[6] *Abdurahmanov, L. F.* : K vaprosu experimentalnovo opredelenia silovîh haracteristic povorotnolopastnîh sistem. L.M.Z. — Ghidroturbostroienie nr. 12—1969.

[7] *Proskura, G. F.* : Ghidrodinamica turbomașin. Izdat. Mașghiz, 1954.

[8] *Câmpian, V. Kintsch N.* : Utilizarea metodelor analitice în proiectarea rotoarelor de mașini hidraulice axiale. Sesiunea de comunicări tehnice-științifice ICPEH, 1974.

[9] *Goldin, V. E.* : O raționalnoi silovoi sheme regulirovania ghidroturbin. L.M.Z. — Ghidroturbinostroenie, nr. 12, 1969.

CZ: 621.311.21:621-31(R)

Contribuții la calculul și proiectarea stavilelor segment și ale clapetelor destinate barajelor

Ing. Eduard **BALOGH**; ing. Ioan **POPĂȚ**;
ing. Francisc **KRIEGER** – I.C.P.E.H. – Centrul de cercetări și proiectări de echipamente hidromecanice – Timișoara

1. Calculul static al structurii de rezistență a stavilelor segment, ca un cadru spațial alcătuit din bare cu pereți subțiri cu secțiune închisă.

Structura de rezistență a stavilelor segment este formată dintr-un cadru sau mai multe, alcătuite din bare cu pereți subțiri cu secțiunea transversală simplu conexă, dublu conexă sau de mai multe ori conexă. În această lucrare este prezentat cadrul rectangular, simetric alcătuit din bare cu pereți subțiri cu secțiune închisă dublu conexe (secțiuni cu un singur contur închis), care poate fi asimilat cu cazul barelor simplu conexe (cu secțiunea transversală deschisă), cu deosebirea că în expresia solicitărilor fictive încărcarea se amplifică cu un coeficient de distorsiune mediu al secțiunii stîlpului și riglei cadrului.

Calculul solicitărilor în planul cadrului nu este prezentat în lucrare, fiind mai obișnuit în practica inginerească, spre deosebire de calculul solicitărilor cadrului încărcat perpendicular pe planul lui, unde apar pe lîngă solicitările de încovoiere (M), forfecare (T), forță axială (N) și solicitarea moment de răsucire pură (M_t) precum și solicitările fictive bimoment de încovoiere răsucire (B) și moment de încovoiere răsucire (M_Ω), care este prezentat detaliat în lucrare. Determinarea acestor solicitări se face prin metoda eforturilor pentru bare în (6), considerînd că alura diagramelor solicitărilor fictive bimoment și moment de încovoiere-răsucire este aceeași la bare cu secțiune închisă ca și la cele cu secțiune deschisă.

Ca schemă statică pentru determinarea acestor solicitări vom considera un cadru rezemat (fig. 1):

Încărcarea care se va lua în considerare este de tipul încărcări moment de torsiune uniform distribuit în lungul riglei din sarcina hidraulică pe stavilă și din greutatea proprie (deoarece aceste sarcini nu trec prin centrul de răsucire al secțiunii).

Pentru cadrul din figura 1a, sistemul de bază se obține secționînd cadrul la mijlocul riglei și exteriorizînd cele patru necunoscute: $X_1X_2X_3X_4$ (fig. 1 b). Pe acest sistem de bază se trasează diagramele de solicitări pentru valorile necunoscutelor egale cu unitatea.

Necunoscutele $X_1X_2X_3X_4$ provoacă în sistemul de bază solicitări care se iau în considerare la calculul coeficienților ecuațiilor de condiții, bimomente și momente încovoietoare (fig. 1c—f)

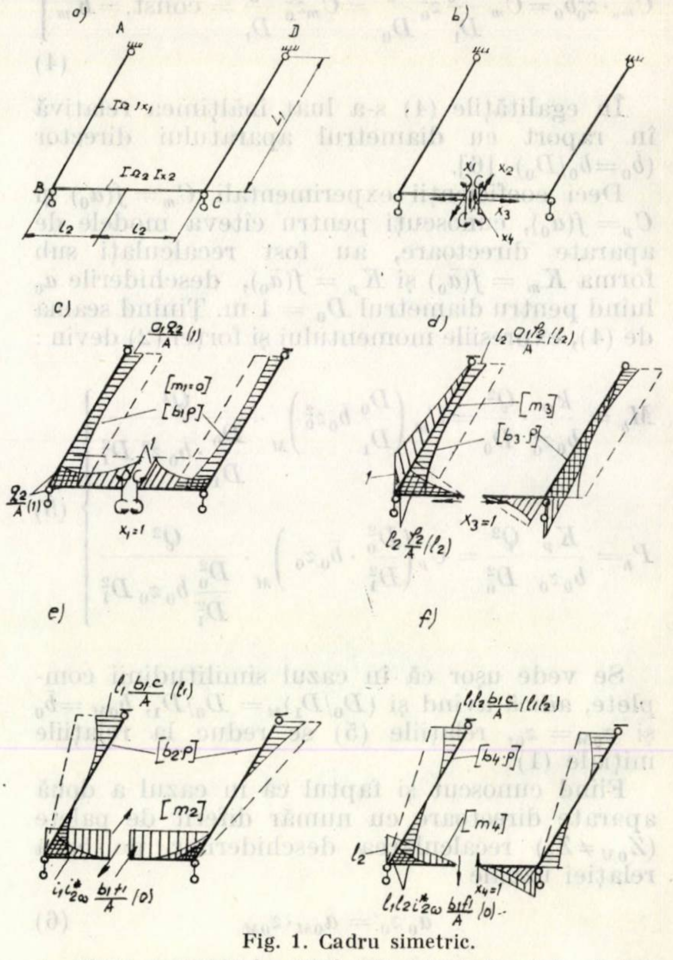


Fig. 1. Cadru simetric.

a – schema geometrică; b – cadrul static determinat; *c.d.e.f.* – diagrame de solicitări din necunoscute unitare.

Sarcinile exterioare provoacă pe sistemul de bază solicitările bimoment și moment încovoietor arătate în figura 2.

După cum se vede, diagramele date de X_1 și X_2 sînt simetrice, iar cele date de X_3 și X_4 antisimetrice. În această situație coeficienții $\delta_{13} = \delta_{14} = \delta_{23} = \delta_{24} = 0$ și ecuațiile de condiție devin:

$$\begin{cases} \delta_{11} X_1 + \delta_{12} X_2 + \delta_{1p} = 0 \\ \delta_{21} X_1 + \delta_{22} X_2 + \delta_{2p} = 0 \\ \delta_{33} X_3 + \delta_{34} X_4 + \delta_{3p} = 0 \\ \delta_{43} X_3 + \delta_{44} X_4 + \delta_{1p} = 0 \end{cases} \qquad (1)$$

Coeficienţii δ_{ik} se obţin prin integrarea diagramelor din figura 1), iar coeficienţii δ_{ip} se obţin prin integrarea diagramelor din această figură cu cele din figura 2 după relaţiile

$$\delta_{ik}=\int\frac{b_i\, b_k}{EI_\Omega}ds+\int\frac{m_i\, m_k}{EI}ds \qquad (2)$$

$$\delta_{ip}=\int\frac{B_p b_i}{EI_\Omega}ds+\int\frac{M_p\, m_i}{EI}ds \qquad (3)$$

unde: I este un moment de inerţie;
b — bimomentul din sarcina unitară;
m — momentele încovoietoare din sarcina unitară;
B,M — bimomentul şi momentul încovoietor din sarcini exterioare;
E — un modul de elasticitate;
$I\Omega$ — momentul de inerţie sectorial.

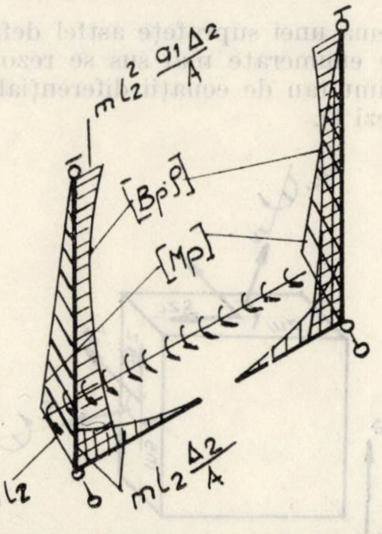


Fig. 2. Diagrame de solicitări pe cadrul static determinat din încărcarea momentului de răsucire pe riglă.

Diagramele momentelor încovoietoare se integrază în mod obişnuit după regula lui Verasciaghin, iar diagramele bimomente se integrează după figura 5.

După determinarea coeficienţilor necunoscutelor şi rezolvarea ecuaţiilor, se poate trasa prin suprapunerea efectelor diagrama finală de eforturi (fig. 3).

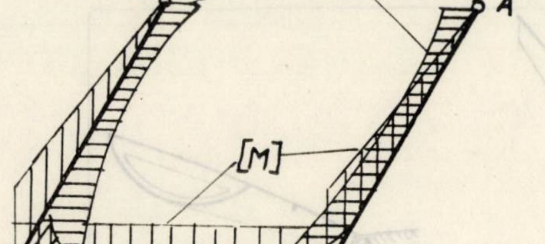


Fig. 3. Diagrama de momente încovoietoare şi bimomente din momentul de răsucire uniform distribuit pe riglă la un cadru simetric.

Din diagramele de momente încovoietoare rezultă diagramele de forţă tăietoare şi forţă axială. Diagramele acestea nu comportă o dificultate deosebită şi nu vom insista asupra trasării lor. Cunoscînd valorile bimomentelor la capetele barelor, se pot determina expresiile momentului de răsucire liberă şi ale momentului de încovoiere-răsucire. Pentru determinarea acestora se va considera fiecare bară separat şi se va proceda după cum urmează (de exemplu rigla cadrului). Condiţiile de margine sînt următoarele:

$$\theta_0=\theta_C^{AB}$$

B_0 şi B_l din calculul static (4).

Datorită momentului de răsucire distribuit, expresia lui M_Ω este:

$$M_{\Omega_0}=\frac{k\rho}{sh\, kl}\left[B_l-B_0\, ch\, kl+\frac{GId}{k\rho}\,\theta_0\, sh\, kl-\frac{m}{k^2\rho}(1-ch\, kl)\right] \qquad (5)$$

iar expresiile solicitărilor devin

$$M_t=\frac{GId}{\rho}\theta_0\, ch\, kz-B_0 k\, sh\, kz+M_{\Omega_0}\left(1-\frac{1}{\rho}ch\, kz\right)-m\left(z-\frac{sh\, kz}{k\rho}\right) \qquad (6)$$

$$M_\Omega=-\frac{GId}{\rho}\,\theta_0\, ch\, kz+B_0 k\, sh\, kz+\frac{M_{\Omega_0}}{\rho}\, ch\, kz-\frac{m}{k\rho}sh\, kz \qquad (7)$$

$$B=-\frac{GId}{k\rho}\,\theta_0\, sh\, kz+B_0\, ch\, kz+\frac{M_{\Omega_0}}{k\rho}\, sh\, kz+\frac{m}{k^2\rho}(1-ch\, kz) \qquad (8)$$

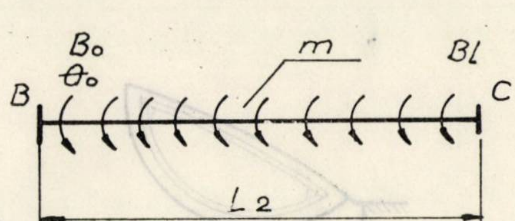


Fig. 4. Bara supusă la răsucire împiedicată, avînd încărcarea un moment de răsucire uniform distribuit m şi condiţiile de margine θ_0, Bo şi Bl date.

În relaţiile de mai sus notaţiile au următoarele semnificaţii :

B reprezintă un bimoment de încovoiere răsucire ;
$M\Omega$ — momentul de încovoiere răsucire ;
M_t — momentul de torsiune pură ;
m — momentul de răsucire uniform distribuit ;
G — modulul de elasticitate transversal ;
I_d — momentul de inerţie la răsucire
$k = \sqrt{\frac{GId}{EI\Omega}}$
$I\Omega$ — momentul de inerţie sectorial ;
θ — deplanaţia secţiunii transversală ;
z — coordonata curentului în lungul barei ;
l — lu — lungimea barei
$\rho = \frac{I_h}{I_h - Id}$
I_h — momentul de inerţie central

Astfel, calculul solicitărilor pe cadru este încheiat şi cu aceste valori se poate trece la dimensionarea barelor.

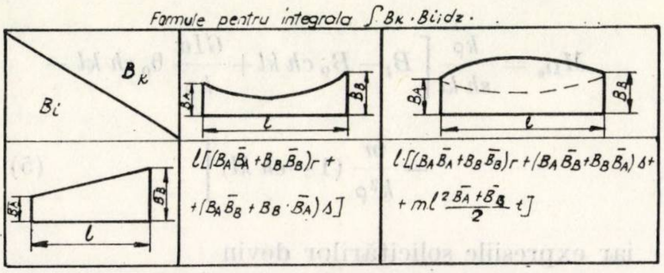

Formule pentru integrala ∫ Bk · Bi dz ·
Bk
Bi
BA
BB
l
l[(BA B̄A + BB B̄B)r +
+(BA B̄B + BB · B̄A)Δ]
l·[(BA B̄A + BB B̄B)r + (BA B̄B + BB B̄A)Δ +
+ ml (2B̄A + B̄B)/2 t]

Fig. 5. Formele de integrare a diagramelor de bimomente.

2. Calculul clapetelor

Dintre echipamentele hidromecanice care echipează majoritatea barajelor la ora actuală, clapetele au luat o amploare deosebită. Acest lucru a fost posibil prin faptul că o serie întreagă de studii efectuate au dus la cunoaşterea comportării acestor echipamente în exploatare. De asemenea, au fost dezvoltate metode de calcul adecvate care permit stabilirea în limitele ipotezelor de calcul admise, cu o aproximaţie suficientă, a solicitărilor şi reacţiilor clapetelor (fig. 6).

Mai recent, mai mulţi autori au tratat problema calculului clapetelor sub o formă nouă, considerînd clapetele drept suprafeţe prismatice, metodă care se apropie cel mai mult de modul de comportare a acestor echipamente. Dintre metodele de calcul ale suprafeţelor prismatice publicate în prezent în literatura de specialitate este utilizată cel mai mult metoda Gruber [1].

Metoda Gruber, care va fi tratată în continuare în această lucrare, se bazează pe următoarele ipoteze :

— Secţiunea plăcilor plane componente ale suprafeţei prismatice, rămîne plană şi după deformaţie.

— Se neglijează alungirea specifică ε_s a plăcilor componente.

— Se neglijează momentele de încovoiere m_z în lungul suprafeţei ca şi momentele de torsiune m_{zs}.

— Se neglijează de formaţia δ_{zs}.

— Clapetele sunt rezemate continuu pe toată lungimea lor cu balamale.

Problema unei suprafeţe astfel definite şi cu ipotezele enumerate mai sus se rezolvă cu un sistem simultan de ecuaţii diferenţiale de ordinul 2 (vezi 1).

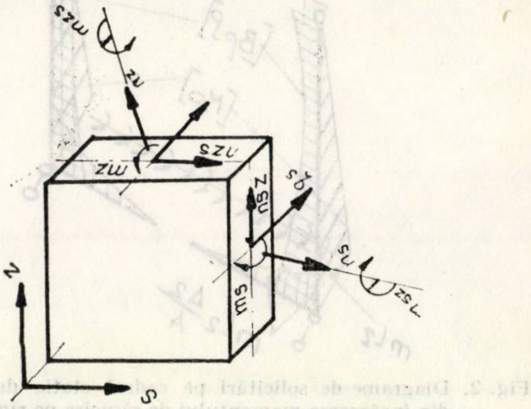


Fig. 7. Element diferenţial separat din corpul clapetei

Acest sistem de ecuaţii diferenţiale simultane se scrie :

$$\begin{cases} \rho \sum_{i=1}^{m} U_i'' \cdot a_{ij} - \sum_{i=1}^{m} U_i \cdot b_{ji} - \sum_{k=1}^{3} V_k \cdot c_{jk} + \frac{1}{G} Azj = 0 & (9) \\ \sum_{i=1}^{m} U_i' \cdot c_{hi} + \sum_{i=1}^{3} V_k'' \cdot d_{hk} + \frac{1}{G} Ash = 0 & (10) \end{cases}$$

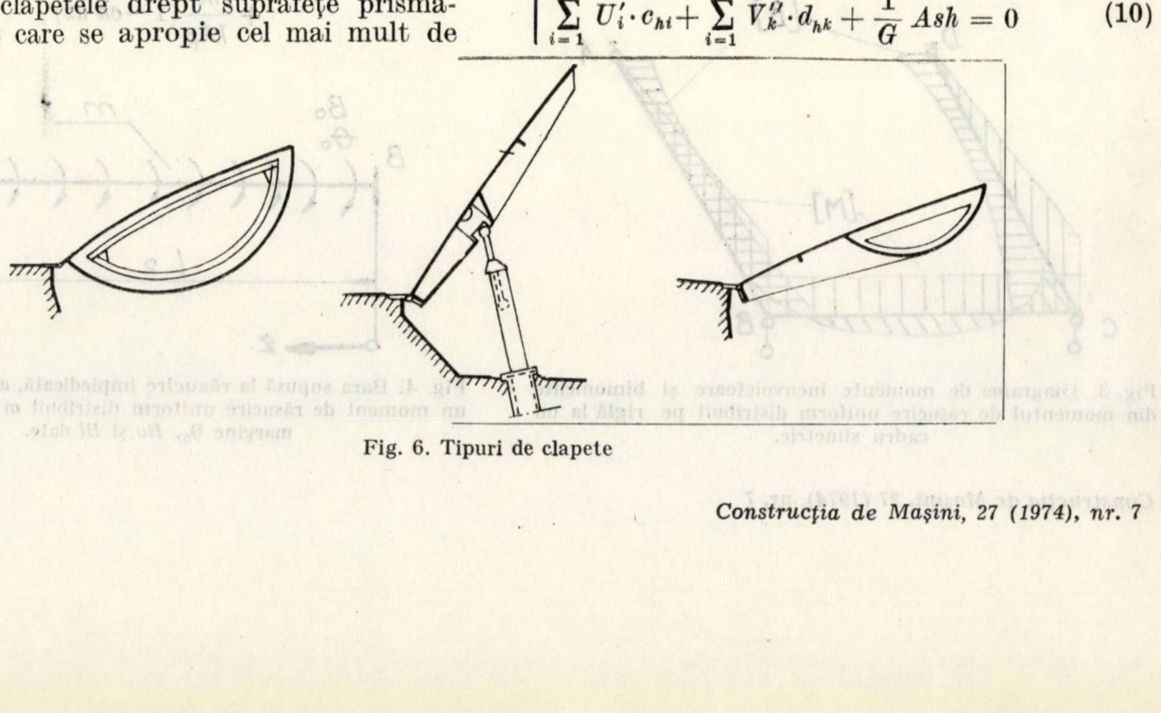


Fig. 6. Tipuri de clapete

Ecuațiile (9) și (10) reprezentînd două sisteme de ecuații diferențiale simultane, soluțiile se obțin prin metodele clasice ale matematicii. Vom abandona însă acest mod de lucru, pentru a arăta în continuare rezolvarea problemelor pe cale matricolă, cale care dă posibilitatea unei rezolvări cu ajutorul calculatoarelor electronice.

Ecuațiile (9) și (10) se scriu sub formă matricială astfel :

$$\rho A U'' - BU' - CV' + Az = 0 \qquad (11)$$

$$\tilde{C}U' + DV'' + As = 0 \qquad (12)$$

Se fac următoarele precizări :

$\tilde{C}$ reprezintă matricea transpusă a matricei C;

C^{-1} — matricea inversă a matricei C.

Ecuațiile (11) și (12) în a căror componență sînt cuprinse matricile : U, V, A, B, C, D, As și Az, se scriu :

$$U = \begin{vmatrix} U_1 & 1 \\ \vdots & \\ Um & m \end{vmatrix} \quad \text{și} \quad V = \begin{vmatrix} V_1 & 1 \\ \vdots & \\ V_3 & 3 \end{vmatrix} \qquad (13)$$

$$A = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} \cdots\cdots & a_1m \\ \vdots & & \vdots \\ am_1 & am_2 \ldots & amm \end{vmatrix} \qquad (14)$$

$$B = \begin{vmatrix} b_{11} & b_{12} \ldots\ldots & b_1m \\ \vdots & & \\ bm_1 & bm_2 \ldots & bmm \end{vmatrix} \qquad (15)$$

$$C = \begin{vmatrix} c_{11} & c_{12} \cdots\cdots & c_{13} \\ \vdots & & \vdots \\ cm_1 & cm_2 \ldots & cm_3 \end{vmatrix} \qquad (16)$$

$$D = \begin{vmatrix} d_{11} & d_{12} \ldots & d_{13} \\ \vdots & & \vdots \\ d_{31} & d_{32} \ldots & d_{33} \end{vmatrix} \qquad (17)$$

$$As = \frac{1}{G}\begin{vmatrix} As_1 \\ As_2 \\ As_3 \end{vmatrix} \quad \text{și} \quad Az = \frac{1}{G}\begin{vmatrix} Az_1 \\ Az_2 \\ Az_3 \end{vmatrix} \qquad (18)$$

Prin explicitarea lui V din ecuația (12), integrînd această ecuație, se obține matricea V', care se înlocuiește în ecuația matricială (11).

$$V'' - = D^{-1}\tilde{C}\,U' - D^{-1}As \qquad (19)$$

$$V' = -D^{-1}\tilde{C}\,U - D^{-1}\left[\int_0^z As\,dz + \alpha\right] \qquad (20)$$

și ea devine :

$$\rho A U'' - (B - CD^{-1}\tilde{C})U + CD^{-1}(M_0 + \alpha) + Az = 0 \qquad (21)$$

în care :

$$M_0 = \int_0^z As\,dz$$

Ecuațiile (11) și (12) au trecut într-un sistem de ecuații diferențiale neomogene în U.

Soluțiile acestui sistem de ecuații diferențiale se compun din soluțiile generale ale sistemului de ecuații omogene și din soluțiile particulare ale sistemului de ecuații neomogene; se poate deci scrie :

$$U = U_0 + U_p \qquad (22)$$

Sistemul de ecuații omogene se scrie :

$$\rho A U_0'' + (B - CD^{-1}\tilde{C})U_0 = 0 \qquad (23)$$

Soluțiile acestui sistem de ecuații sînt imediate,

$$U_0 = \begin{vmatrix} VP1 \\ VP2 \\ \vdots \\ VPm \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \psi_1\,sh\,k_1 z + \omega_1\,ch\,k_1\,z \\ \psi_2\,sh\,k_2 z + \omega_2\,ch\,k_2\,z \\ \vdots \\ \psi_m\,sh\,k_m z + \omega_m\,ch\,k_m\,z \end{vmatrix} \qquad (24)$$

sau scrise matricial :

$$U_0 = VP \times \Phi \qquad (25)$$

Matricea vectorilor proprii se determină prin metodele clasice ale calculului matricial ; știind însă că vectorii proprii sînt ortogonali și deci pot fi normați, se mai poate scrie :

$$\widetilde{VP} \times A \times VP = 1 \qquad (26)$$

Coeficienții k_i din relația (24) sînt rădăcinile polinomului caracteristic unde ψ_i și ω_i sînt constante ce se determină din condițiile inițiale (de margine) ale problemei.

Soluțiile particulare ale sistemului de ecuații diferențiale neomogene se găsesc prin metoda de variație a constantelor, ținînd seama însă de faptul că încărcarea exterioară nu variază în funcție de z și deci :

$$U_P = (B - CD^{-1}\tilde{C})^{-1}[CD^{-1}(M_0 + \alpha) + Az] \qquad (27)$$

Astfel, soluția generală se scrie :

$$U = VP \times \Phi + (B - CD\ {}^{1}\tilde{C}^{-})^{1}[CD^{-1}(M_0 + \alpha) + Az] \qquad (28)$$

Am obținut o grupă de soluții ale problemei, matricea vector U.

Determinarea grupei de soluții V se obține ușor prin integrarea ecuației (20):

$$V = -D^{-1}\widetilde{C}\int_0^Z U dz - D^{-1}\int_0^Z M_0 dz + \alpha z + \nu \tag{29}$$

Astfel, cunoscînd toate deformațiile clapetei, se cunosc toate solicitările respectiv reacțiunile ei.

Momentul încovoietor se obține din relația:

$$M_{(z)} = EAU' \tag{30}$$

Reacțiunile în balamale:

$$X_{(z)} = FU' + HV'' + \frac{1}{G}\cdot p_0 \tag{31}$$

în care:

$$f_{i_1} = \int \dot{U}^{(i)}\cdot \dot{U}^{(1)}\, dA$$

$$h_{k_1} = \int V^{(i)}\cdot \dot{U}^{(1)}\, dA$$

Reacțiunile concentrate de margine:

$$P_1 = FU_{(0)} + HV'_{(0)} \tag{32}$$

$$P_2 = FU_{(l)} + HV'_{(l)} \tag{33}$$

Momentele de torsiune se obțin prin scrierea ecuației de momente în raport cu centrul de torsiune; toate mărimile ca și pozițiile lor fiind cunoscute, aceste ecuații se pot scrie foarte simplu. În continuare vor fi tratate problemele legate de condițiile inițiale (de margine) ale clapetelor. Se va stabili astfel cîte constante sunt cuprinse în ecuațiile (28) și (29).

În matricea vectorilor proprii $(VP) \Rightarrow \psi_m$ și ω_m

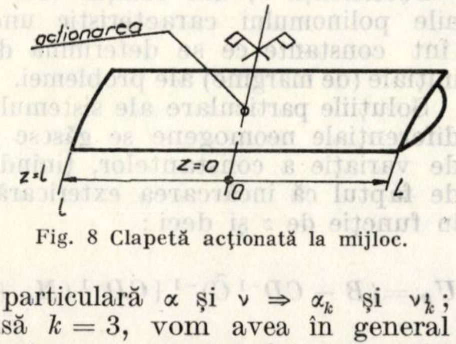


Fig. 8 Clapetă acționată la mijloc.

În soluția particulară α și $\nu \Rightarrow \alpha_k$ și ν_k^1; deoarece însă $k = 3$, vom avea în general 2m+6 constante, care se vor determina din condițiile inițiale ale clapetei.

În cazul acționării la mijloc (fig. 8):

Cele două margini ale clapetei sunt litere sau $M_{(z)} = 0$

$$\begin{aligned} AU'_{(0)} &= 0 \Rightarrow \psi_m \\ AU'_{(l)} &= 0 \Rightarrow \omega_m \\ M_{0(0)} + \alpha &= 0 \Rightarrow \alpha \\ V_{(l)} &= 0 \Rightarrow \nu \end{aligned} \tag{34}$$

În cazul acționării unilaterale (fig. 9):

$$U'_{(l)} = U'_{(-l)} = \frac{1}{E}\begin{vmatrix} \frac{1}{\alpha_{11}} M_{(z)} \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} \Rightarrow \psi_m \text{ și } \omega_m \tag{35}$$

$$M_{o(l)} + \alpha = 0 \Rightarrow \alpha$$

$$V_{(-l)} = 0 \Rightarrow \nu$$

Momentul de torsiune la capătul liber este nul și se cumulează pe toată lungimea clapetei pînă la capătul la care se găsește acționarea.

În cazul acționării la ambele capete (fig. 9) calculul se efectuează ca în cazul acționării unilaterale, dar momentul de torsiune are la capete jumătate din valoarea cazului precedent, pentru $z = 0$ cu valoarea nulă. Cu aceste precizări se consideră toate elementele de calcul determinate, explicitate.

Notații:

U — deformația suprafeței prismatice după axa Z (în lungul ei);
V — deformația suprafeței prismatice în secțiunea transversală (axele x și y);
G — modulul de elasticitate transversal;
E — modulul de elasticitate;

Matricele au următoarele notații:

$$a_{ij} = \int u^{(i)}\cdot u^{(j)}\cdot dA \qquad d_{ij} = \int v^{(i)}\cdot V^{(j)}\cdot dA$$

$$b_{ij} = \int \dot{u}^{(i)}\cdot \dot{u}^{(j)}\cdot dA \qquad A_{zi} = \int p\cdot u^{(i)}\cdot ds$$

$$C_{ij} = \int u^{(i)}\cdot v^{(j)} dA \qquad A_{si} = \int q = v^{(i)}\cdot ds$$

în care:

A este secțiunea transversală a suprafeței prismatice;
S — lungimea elementelor suprafeței prismatice.

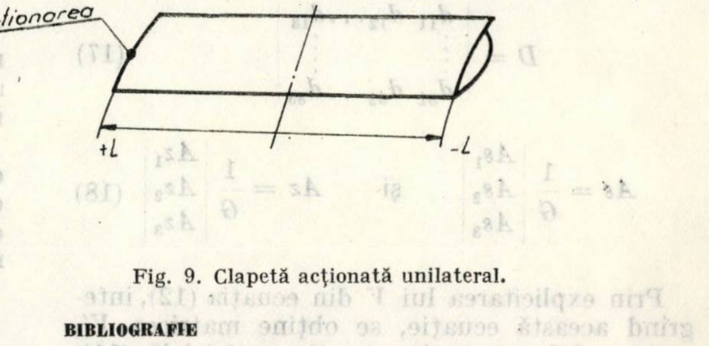


Fig. 9. Clapetă acționată unilateral.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Gruber* — Abhandlung, Internationalen Vereinigung für Brückenbau und Hochbau Heft 11 — 1951.

[2] *Augustin, P. și Atanasiu, M.* Bare cu pereți subțiri.

[3] *Kollbrüner, CF și Hajdiu, N.* Wölkrafttorsion dünwandiger Stäbe mit geschlossenem Profil — Mitteilungen der Technischen Kommision — Heft 32.

[4] *Bicikov.* Stroitelnaia Mechanika.

CZ : 62.7.43 ; 621.646 ; 628. 832 ; 627.8

Distribuitoare cu nervură interioară pentru centralele hidroelectrice de mare cădere şi putere din R.S. ROMÂNIA

Ing. Florian **COSTE**; ing. Antoniu **ANGHEL**;
ing. Dieter **FERNENGEL** – I.C.P.E.H. – Centrul de cercetări şi proiectări de echipamente hidromecanice (C.C.P.E.H.) – Timişoara.

Asigurarea în cadrul Centrului de cercetare şi proiectare de echipamente hidromecanice (CCPEH) – Timişoara a concepţiei pentru echipamentele hidromecanice destinate centralelor hidroelectrice de mare putere şi cădere pentru amenajările Someş – Mărişelu, Sebeş – Sugag, Sebeş – Gilceag, Cerna-Motru, Drăgan-Iad etc, a impus efectuarea unui volum mare de studii şi cercetări experimentale, o importanţă deosebită fiind acordată distribuitoarelor. Tendinţa actuală în acest domeniu este realizarea aproape în exclusivitate a ramificaţiilor cu nervură interioară, soluţie care prezintă atît avantaje hidraulice cît şi din punct de vedere al rezistenţei, cu condiţia ca forma geometrică să satisfacă anumite ipoteze teoretice privind elementele geometrice şi unghiulare. Modul de stabilire a formei geometrice şi influenţa geometriei asupra comportării hidraulice a ramificaţiilor au fost prezentate în [10 ; 11], iar în figura 1 se prezintă forma geometrică a unei ramificaţii asimetrice cu nervură interioară.

Deoarece literatura tehnică de specialitate nu dă decît unele indicaţii sumare privind calculul de rezistenţă al ramificaţiilor cu nervură interioară, cercetările experimentale iniţiate în cadrul CCPEH – Timişoara au urmărit stabilirea unei metode de calcul al acestor echipamente şi în special a nervurii interioare pe baza măsurătorilor tensometrice pe modele şi la scară industrială.

Această lucrare prezintă ipotezele şi metodologia de calcul, avînd la bază măsurători experimentale efectuate pe modele realizate la scara 1 : 5 faţă de execuţiile industriale a căror diametre de intrare sînt cuprinse între 2500 şi 3200 mm şi presiune nominală între 50 şi 64 kgf/cm². Din punct de vedere geometric ramificaţiile studiate au fost atît de tip asimetric cît şi de tip simetric.

1. Calculul de rezistenţă al ramificaţiilor

Calculul de rezistenţă al unei ramificaţii cuprinde două aspecte şi anume : calculul grosimii tablelor virolelor şi calculul de dimensionare al nervurii de consolidare.

1.1. Calculul virolelor.

Virolele ramificaţiei se calculează cu ajutorul formulei cazanului conform căreia grosimea tablei virolelor va fi :

$$s = \frac{P \cdot D}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_a} + C_1 + C_2 \quad (1)$$

unde :

P este presiunea de calcul (nominală) ;
D – diametrul sferei maxime de tangenţă al virolei respective ;
φ – coeficientul de slăbire datorită sudurilor, care în cazul ramificaţiilor la care se efectuează un control 100 % al sudurilor are valoarea $\varphi = 1$;
σ_a – efortul admisibil ;
C_1 – adaosul datorită laminării la toleranţe negative ;
C_2 – adaosul de coroziune

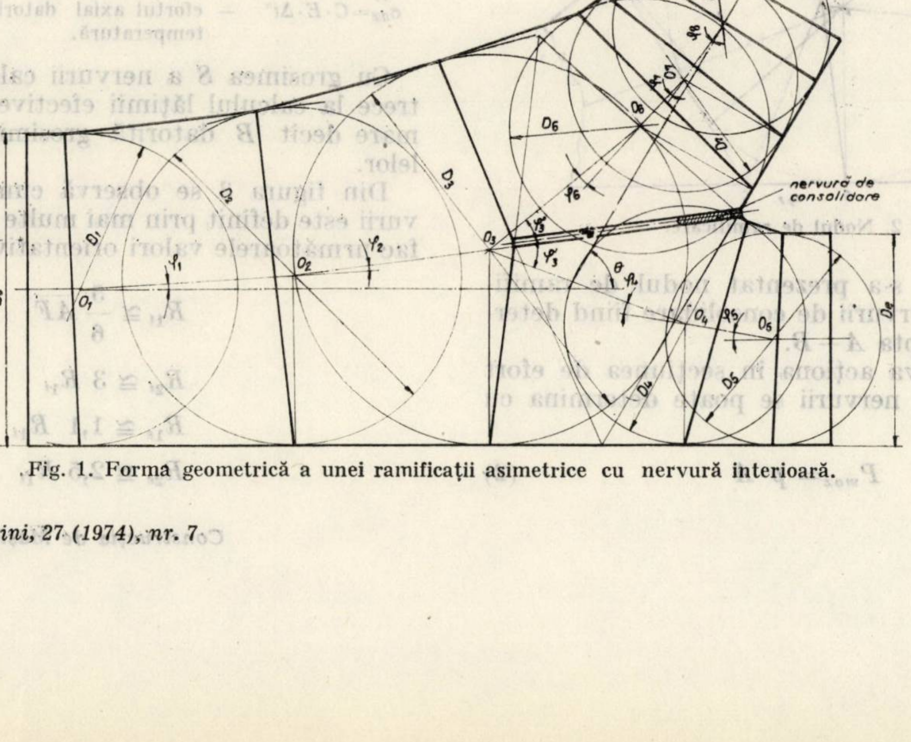


Fig. 1. Forma geometrică a unei ramificaţii asimetrice cu nervură interioară.

1.2. *Calculul de dimensionare al nervurii interioare.*

Se cunoaşte faptul că la ramificaţii cu nervuri exterioare nervura reprezintă o grindă curbă solicitată la încovoiere. Datorită acestui fapt nervura rezultă de dimensiuni şi gorosimi foarte mari, lucru ce influenţează negativ atît greutatea ramificaţiei cît şi gabaritele ei. În plus, datorită nervurii exterioare transmiterea forţelor la betonul înconjurător nu s-a putut face în mod uniform, astfel încît chiar în zona nervurii au apărut o serie de eforturi suplimentare foarte periculoase. În tendinţa de a elimina aceste incoveniente s-a trecut la execuţia cu nervură interioară, primele încercări fiind făcute cu ramificaţii cilindrice ($D3/Do=1$) ; s-a observat că la plasarea corectă a nervurii acestea sînt solicitate numai la tracţiune, ceea ce micşorează simţitor dimensiunile ei. Trecînd la construcţia ramificaţiilor cu virole conice s-a observat că prin mărirea raportului $D3/Do > 1$ nu se imbunătăţesc numai caracteristicile hidraulice ci scad considerabil şi dimensiunile nervurii, grosimea şi lăţimea. Din motive tehnologice nervurile de consolidare se realizează din tablă de grosime constanta S, planul de aşezare al nervurii fiind definit conform construcţiei din figura 1. Metoda de calcul permite doar stabilirea grosimii şi lăţimii nervurii în secţiunea de efort maxim, restul conturului trasîndu-se în baza unor analize statistice şi a rezultatelor experimentale obţinute în urma încercărilor tensometrice.

Pentru calculul grosimii S a nervurilor se impune determinarea forţei ce acţionează secţiunea de simetrie a ei precum şi determinarea lăţimii de calcul B.

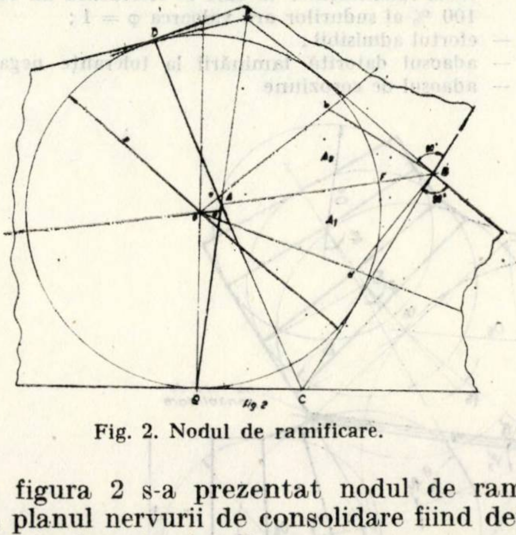


Fig. 2. Nodul de ramificare.

În figura 2 s-a prezentat nodul de ramificare, planul nervurii de consolidare fiind determinat de dreapta $A-B$.

Forţa care va acţiona în secţiunea de efort maxim asupra nervurii se poate determina cu relaţia :

$$P_{max}= p\cdot A \tag{2}$$

unde:

P este presiunea de calcul ;

A — suprafaţa echivalentă de acţiune a presiunii datorită decupării virolelor.

În literatură [2] se arată că această suprafaţă este cea delimitată de axele celor două conuri, dreptele QE şi CD, şi de dreptele bB şi Bd perpendiculare pe axele conurilor (fig. 2).

Suprafaţa A poate fi determinată grafic sau analitic :

$$A = A1 + A2 = \text{aria } cABd + \text{aria } aBAb$$

Punctul de aplicare al forţei P_{max} se găseşte la mijlocul segmentului FB, format de punctul de intersecţie al virolelor şi punctul de intersecţie al sferei de tangenţă cu planul nervurii [1, 2].

Ştiind că în nervură nu se admit decît eforturi de tracţiune, acest segment FB va constitui chiar lăţimea teoretică de calcul a nervurii, adică :

$$B= FB$$

Cu valoarea suprafeţei A şi a lăţimii teoretice B calculate, grosimea nervurii se determină cu formula :

$$S = \frac{P_{max}}{B\cdot \sigma_{ech.}} = \frac{p\cdot A}{B\cdot \sigma_{ech.}} \tag{3}$$

unde : $\sigma_{ech.}$ este efortul echivalent din virolele invecinate.

Efortul echivalent din virolele invecinate se calculează după teoria lui Huber — Mieses [9] cu relaţia :

$$\sigma_{ech.}= \sqrt{\sigma_T^2+ \sigma_{ax}^2- \sigma_T\cdot \sigma_{ax}} \tag{4}$$

unde:

$\sigma_T = \dfrac{P\cdot D}{2S}$ este efortul tangenţial din virolele învecinate ;

$\sigma_{ax}=\sigma'_{ax}+\sigma''_{ax}$ — efortul axial în virole ;

$\sigma'_{ax}= 0{,}3\ \sigma_T$ — efortul axial datorită construcţiei transversale ;

$\sigma''_{ax}=C\cdot E\cdot \Delta t^\circ$ — efortul axial datorită diferenţelor de temperatură.

Cu grosimea S a nervurii calculată se poate trece la calculul lăţimii efective b_0 (fig. 3), mai mare decît B datorită grosimii tablelor virolelor.

Din figura 3 se observă cum conturul nervurii este definit prin mai multe raze, care satisfac următoarele valori orientative :

$$R_{1i} \cong \frac{5}{6}\,\overline{AF} \tag{7}$$

$$R_{2i} \cong 3\ R_{1i} \tag{8}$$

$$R_{1e} \cong 1{,}1\ \ R_{1i} \tag{9}$$

$$R_{2e} \cong 2{,}5\ R_{1i} \tag{10}$$

Aceste raze vor trebui astfel corelate încît în secţiunile definite conform figurii 3 să se respecte rapoartele dintre lăţimea efectivă maximă b_0 şi lăţimea b (tabelul 1)

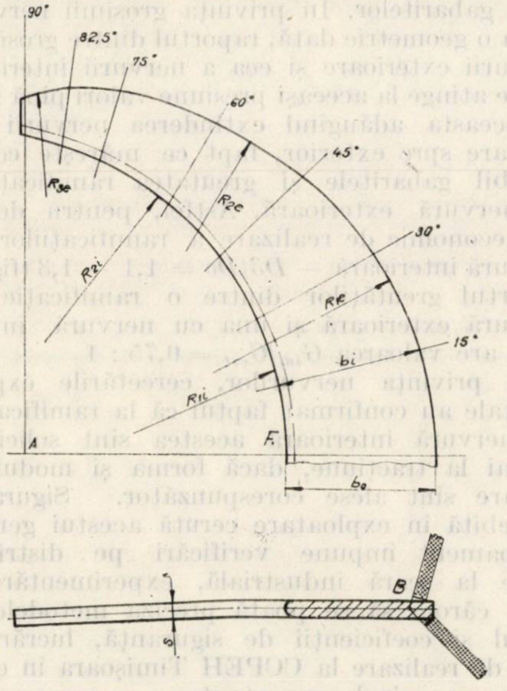


Fig. 3. Definirea conturului nervurii de consolidare.

Tabelul 1

Unghiul	b_i/b_0
0°	1
15°	0,96
30°	0,82
45°	0,64
60°	0,54
70°	0,47
82,5°	0,39

2. Rezultate experimentale

În baza metodei prezentate s-au calculat şi realizat la scara 1 :5 modelele ramificaţiilor care au fost supuse încercărilor de rezistenţă. Modelele (fig. 4 şi 5) au fost supuse la presiune interioară, iar eforturile în diferitele puncte de măsură au fost determinate cu ajutorul timbrelor tensometrice, plasate pe conturul exterior şi interior al nervurilor precum şi pe exteriorul virolelor şi în zonele de îmbinare (aproximativ 50 de timbre la fiecare ramificaţie). În urma încercărilor experimentale s-a confirmat pentru formele de nervuri adoptate că acestea sînt solicitate numai la tracţiune, neapărînd vîrfuri pronunţate de tensiuni. Repartiţia tensiunilor pe conturul nervurilor a două ramificaţii sînt prezentate în figurile 6 şi 7. Se observă că în secţiunea de calcul (efort maxim) solicitările sînt în ambele cazuri aproape uniforme, fapt care confirmă ipotezele de calcul admise. În afară de aceasta, valorile medii efective ale tensiunilor în aceste secţiuni se abat în limite admisibile de la cele de calcul (tabelul 2).

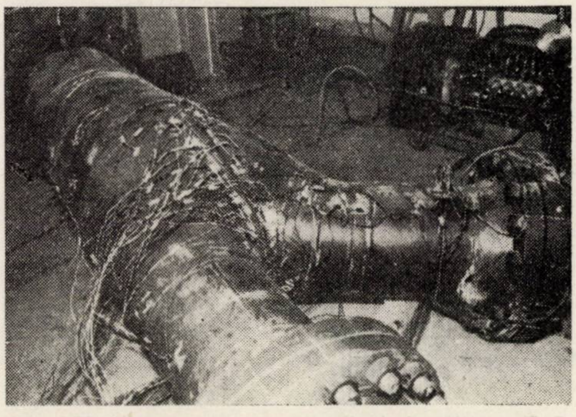


Fig. 4. Modelul unei ramificaţii asimetrice.

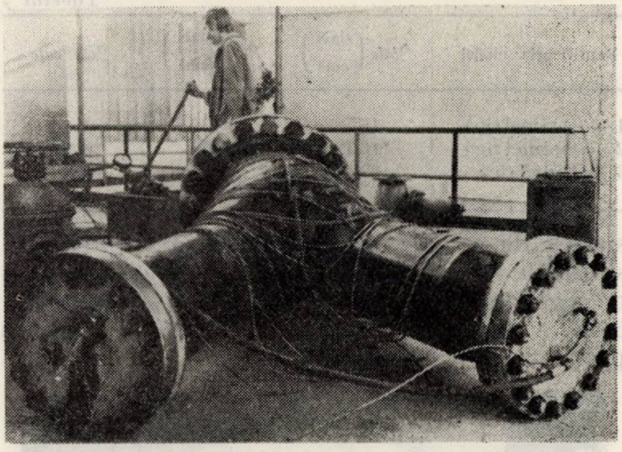


Fig. 5. Modelul unei ramificaţii simetrice.

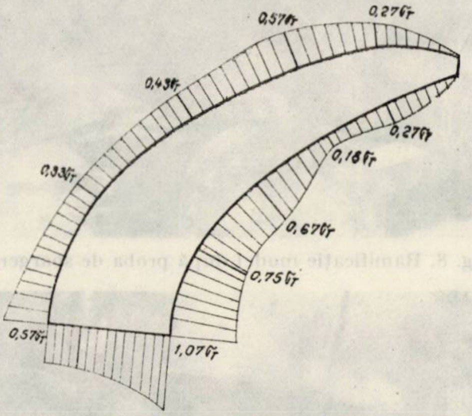


Fig. 6. Repartiţia eforturilor pe nervura ramificaţiei asimetrice 2.

În ceea ce priveşte grosimea tablelor virolelor, rezultatele experimentale au demonstrat că metoda de calcul este corespunzătoare, realizîndu-se în majoritatea punctelor eforturi mai mici decît cele de calcul. În vederea stabilirii coeficientului real de siguranţă care se defineşte ca raportul presiunii de spargere la presiunea de calcul, modelele au fost supuse presiunii de spargere (fig. 8 şi 9). Coeficienţii reali de siguranţă au avut valorile 3,25 şi respectiv 3,48, valori comparabile cu încercări similare prezentate în literatură [1, 6].

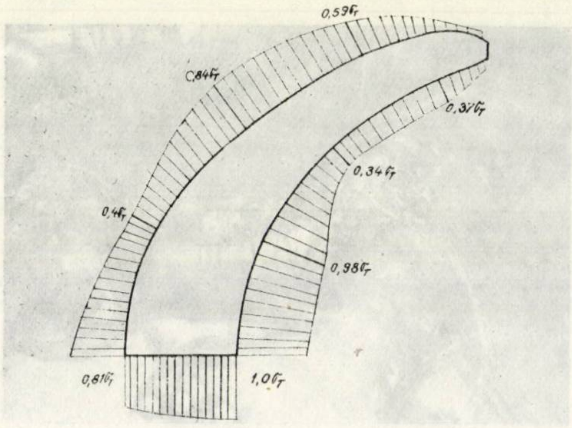


Fig. 7. Repartiţia eforturilor pe nervura ramificaţiei simetrice 3.

Tabelul 2

Ramificaţia model	$\sigma_{calc}\left(\frac{daN}{cm^2}\right)$	$\sigma_{ef}\left(\frac{daN}{cm^2}\right)$	$\sigma_{ef}/\sigma_{calc}$
1 — Asimetrică	1658	1885	1,14
2 — Asimetrică	1658	1550	0,96
3 — Simetrică	1784	1495	0,84

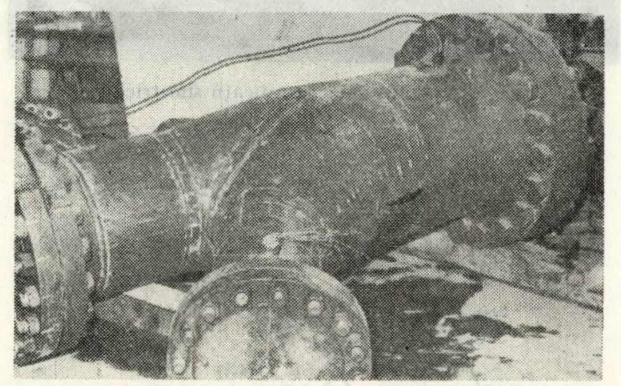


Fig. 8. Ramificaţie model după proba de spargere.

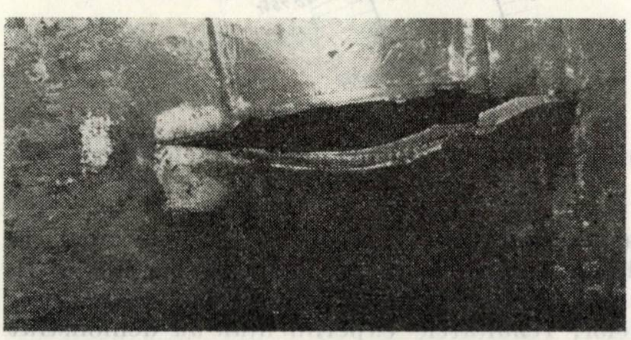


Fig. 9. Aspectul rupturii la o ramificaţie spartă.

Concluzii

Metoda de calcul şi încercările experimentale efectuate au confirmat avantajele pe care le prezintă ramificaţiile cu nervură interioară din punct de vedere al rezistenţei, al solicitărilor şi al gabaritelor. În privinţa grosimii nervurilor la o geometrie dată, raportul dintre grosimea nervurii exterioare şi cea a nervurii interioare poate atinge la aceeaşi presiune valori pînă la 4, la aceasta adăugînd extinderea nervurii exterioare spre exterior, fapt ce măreşte considerabil gabaritele şi greutatea ramificaţiilor cu nervură exterioară. Astfel, pentru domeniul economic de realizare a ramificaţiilor cu nervură interioară — $D3/Do = 1{,}1 - 1{,}3$ (fig. 1) raportul greutăţilor dintre o ramificaţie cu nervură exterioară şi una cu nervură interioară are valoarea $G_{int}/G_{ext} = 0{,}75 : 1$

În privinţa nervurilor, cercetările experimentale au confirmat faptul că la ramificaţiile cu nervură interioară acestea sînt solicitate numai la tracţiune, dacă forma şi modul de plasare sînt alese corespunzător. Siguranţa deosebită în exploatare cerută acestui gen de echipament impune verificări pe distribuitoare la scară industrială, experimentări în baza cărora să se poată preciza metodele de calcul şi coeficienţii de siguranţă, lucrări în curs de realizare la CCPEH Timişoara în colaborare cu uzinele executante.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Süss, A.-Dr. Hassan* : Verminderung von Materialaufwand und Energieverlusten bei Verteilleitungen von Wasserkraftanlagen. În : Escher Wyss Mitteilungen 1958/1, pag. 25—39.

[2] *Wieser, H.* : Näherungsmethode zur Entwurfsberechnung eines Hosenrohrs. În : Osterreichische Ingenieur — Zeitschrift 1966/12. Pag. 405—411.

[3] *Wieser, H.* : Spannungsspitzen in Segmentkrümmern. În : Osterreichische Ingenieur Zeitschrift 1968/1, pag. 6—7.

[4] *Feder, G.* : Biegesteife kraftlinienförmige Tragelemente des Stahlwasserbaus. În : Die Wasserwirtschaft 1971/2.

[5] *Atrops, A.* : Stählerne Druckrohrverzweigungen. Ediţia 1963, Springer Verlag Berlin/Göttingen/Heidelberg.

[6] *Dolder, G.* : Verteilleitungen mit biegefreier Innenverstärkung. În : Escher Wyss Mitteilungen 1966/2.

[7] *Dr. Christ, A.* : Strömungsforschung am Escher Wyss Abzweigern. În : Escher Wyss Mitteilungen 1966/2.

[8] *Mühlemann, E. M.-Dolder, G.* : Druckleitungen und Druckschächte für hydroelektrische Anlagen, insbesondere in der Schweiz. În : Escher Wyss Mitteilungen 1971/2 — pag. 33—34.

[9] *Meystre, N., Staufer, H.* : Bruchverhalten von Rohrteilen für Druckund Verteilleitungen, die in gewissen Gebieten frühzeitig plastisch verformt werden. În : Escher Wyss Mitteilungen 1971/1 — pag. 15—25.

[10] *Anghel, A., Fernengel, D.* : Studii şi cercetări experimentale pe modele de distribuitoare şi ramificaţii. Lucrări realizate la CCPEH în perioada 1971—1973.

[11] *Anghel, A., Fernengel, D., Gavrilă, G.* : Studii şi cercetări experimentale privind distribuţia pierderilor de energie şi a debitelor pe distribuitoare. Lucrare prezentată la Sesiunea de comunicări ştiinţifice ICPEH—Reşiţa 10—12 decembrie, 1974.

[12] *Fernengel, D.* : Metodă analitică de calcul al desfăşuratelor ramificaţiilor cu nervură interioară. Lucrare prezentată la Sesiunea de comunicări ştiinţifice ICPEH —Reşiţa, 10—12 decembrie, 1974.

* * *

CZ ; 621.373.4 ;532

Analiza critică a soluțiilor constructive aplicate în proiectarea hidrogeneratoarelor la I.C.P.E.H. Reșița și evoluția acestora în scopul creșterii fiabilității și îmbunătățirii indicilor lor tehnico-economici

Ing. Toader **CUCOȘ**; ing. Monica **VELCIOV** — I.C.P.E.H. — Reșița

Începînd cu anul 1960, la Reșița au fost executate hidrogeneratoare de puteri 4,2—190 MVA, proiectele proprii extinzîndu-se în domeniul 4,2—90 MVA. S-au realizat atît hidrogeneratoare de tip suspendat cît și de tip în umbrelă.

Carcasele hidrogeneratoarelor sînt construcții sudate executate din tablă laminată, avînd scheletul format din rafturi și nervuri (fig. 1a). Ulterior s-a trecut la înlocuirea nervurilor verticale prin țevi, respectiv tiranți (fig. 1b). Prin această soluție s-a realizat micșorarea greutății pentru aceeași rigiditate și totodată îmbunătățirea circulației aerului de răcire al hidrogeneratorului prin eliminarea nervurilor verticale care au cauzat pierderi de presiune și discontinuitate a fluxului de aer.

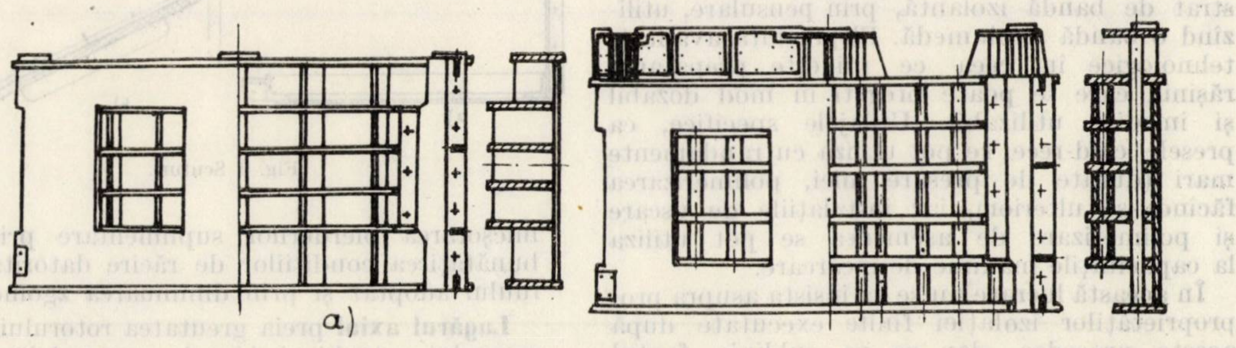


Fig. 1 Carcase.

Conform primelor soluții înălțimea carcasei a depășit capetele frontale, de aceea s-a procedat la scurtarea ei, ajungînd la carcase de lungime egală cu cea a fierului activ. Partea inferioară este compensată prin înălțarea fundației, iar cea superioară înlocuită prin suporturi metalice pentru sprijinirea stelei superioare. Spațiul dintre suporturi este închis prin cadre demontabile care permit accesul ușor la bobinaj în timpul reviziilor.

Pachetul de tole se asamblează prin intermediul buloanelor și al plăcilor prevăzute cu degete de presare din OL 38, iar ulterior s-a trecut la degete de presare din oțel antimagnetic, prin asimilarea la Întreprinderea de construcții de mașini Reșița a unui oțel cu caracteristici mecanice ridicate (limita de curgere 50 daN/mm. Prin aceasta s-au redus pierderile suplimentare și s-a creat posibilitatea scurtării capetelor frontale cu toate consecințele care decurg. O deficiență apărută în timpul exploatării a fost depășirea limitelor admise de zgomot la unele hidrogeneratoare. Pe lîngă alte cauze legate de execuție și montaj, o sursă de zgomot a fost depistată în pachetele terminale ale miezului magnetic, a căror execuție în trepte nu permitea o presare perfectă. Remedierea a constat în lipirea prealabilă a segmenților de tole terminale în pachete monolit de circa 3 mm, ceea ce împiedică exfolierea și vibrația acestora. Pînă în anul 1968 izolația înfășurării statorului s-a realizat pe bază de bandă de mică asfaltată pe principiul compoundării, sistem care pe plan mondial a fost abandonat de toate fabricile mari producătoare de mașini electrice, care au adoptat izolații moderne bazate pe rășini termoreactive, hîrtie de mică și țesături de sticlă. Fără a enumera toți indicii calitativi care se îmbunătățesc prin aplicarea noului sistem de izolare, amintim următoarele :

- tensiunea de străpungere ridicată (20—24 KV/mm);
- factorul de pierderi dielectrice redus (0,01—0,02) pînă la temperaturi de lucru de 90°C și un gradient de tensiune pînă la 7 KV/mm;
- variația mică a factorului de pierderi dielectrice cu creșterea gradientului de tensiune (sub 1 % 0/KV);
- proprietăți bune față de descărcările parțiale interne (ionizare);
- proprietăți mecanice superioare;
- proprietăți termice favorabile, avînd o conductivitate termică mai bună.

Consecința sigură a acestor propietăți este creșterea fiabilității în exploatare a agregatelor prin creșterea duratei de viață a izolației (circa 25 %)).

Le Reșița s-au asimilat două sisteme de izolație moderne pe bază de hîrtie de mică și rășini epoxidice termoreactive pentru realizarea unor hidrogeneratoare de performanțe deosebite:

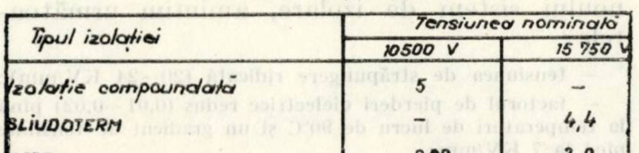
— izolația SLIUDOTERM („Electrosila — URSS) pentru hidrogeneratoarele de la Porțile de Fier;

— izolația ISOTENAX („Alsthom" — Franța) pentru hidrogeneratorul centralelor hidroelectrice Lotru, Mărișelu etc.

Procedeul SLIUDOTERM se bazează pe principiul benzii preimpregnate fără adăugare de rășină, utilizînd o bandă umedă. El are avantajul că nu necesită adaos de rășină și nici instalații de uscare în vid, însă prezintă dezavantajul că necesită utilaje complexe de polimerizare (prese și presforme) cu durata de lucru mare, deci are randament scăzut. De asemenea, un inconvenient însemnat constă în faptul că benzile preimpregnate au durata de păstrare foarte scăzută (de circa o lună).

Procedeul ISOTENAX se bazează pe principiul adăugării de rășină-liant după fiecare strat de bandă izolantă, prin pensulare, utilizînd o bandă semiumedă. El prezintă avantaje tehnologice în ceea ce privește prepararea rășinii, care se poate pregăti în mod dozabil și imediat utilizabil. Utilajele specifice, ca presele cald-rece, se pot utiliza cu randamente mari (durate de presare mici, polimerizarea făcîndu-se ulterior), iar instalațiile de uscare și polimerizare de asemenea se pot utiliza la capacitățile maxime de încărcare.

În această lucrare nu se va insista asupra proproprietăților izolației finite executate după aceste procedee, dar se va sublinia faptul că izolația ISOTENAX răspunde celor mai severe condiții de calitate din toate punctele de vedere (tg ρ, Δ tg ρ, ionizare, etc.). Cu toate că materiile prime utilizate au un preț de cost mai ridicat comparativ cu materialele clasice, în cazul hidrogeneratoarelor se obțin rezultate economice prin reducerea gabaritului și a greutății unitare. Grosimea izolației față de masă scade (fig. 2) și totodată este posibilă creșterea solicitărilor electrice, magnetice și termice ale celorlalte materiale active.


Grosimea izolației față de masă

Tipul izolației	Tensiunea nominală	
	10500 V	15 750 V
Izolație compoundată	5	–
SLIUDOTERM	–	4,4
ZOTENAX	2,22	3,2
Izolație românească pe bază de rășini sintetice	3,2	–

Fig. 2 Grosimea izolației față de masă.

În cadrul Institutului de cercetări și proiectări pentru echipamente hidroenergetice din Reșița s-au efectuat numeroase studii privind posibilitățile de realizare ale sistemelor moderne de izolație cu materiale fabricate în R.S. România. Dintre toate variantele, a rezultat ca optimă izolarea pe bază de micafoliu P 701, o bandă formată din hîrtie de mică pe suport de țesătură de sticlă impregnată cu rășină epoxidică nepolimerizată și fără solvent. Experimentările au dat rezultate bune, și în viitor toate hidrogeneratoarele cu tensiuni pînă la 6300 V inclusiv, se vor executa conform acestui sistem de izolație.

Scuturile hidrogeneratoarelor au rolul de protejare a părților frontale ale bobinajului și de dirijare a circulației aerului de răcire. În ultimul timp soluția clasică cu scuturi metalice (fig. 3a) a fost înlocuită prin scuturi din rășini sintetice cu întărire la rece, armate cu țesătură de sticlă (fig. 3 b). Cu toate că materia primă este mai scumpă, modificarea se justifică prin micșorarea pierderilor suplimentare prin îmbunătățirea condițiilor de răcire datorită profilului adoptat și prin diminuarea zgomotului.

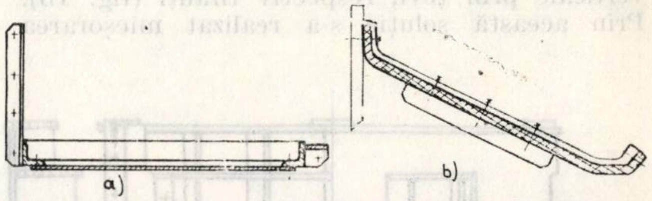


Fig. 3 Scuturi.

Lagărul axial preia greutatea rotorului generatorului, a turbinei și împingerea axială a apei, fiind ansamblul care influențează în cea mai mare măsură fiabilitatea agregatului. El funcționează pe principiul autoungerii și autoreglării, avînd partea fixă formată din segmenți sprijiniți excentric. Modul de sprijinire al segmenților prezintă o importanță deosebită. Pînă în anul 1970 a fost folosit în exclusivitate sistemul clasic cu reazeme rigide formate din buloane cu cap semisferic și taler-suport (fig. 4 a, b).

Deoarece lagărele cu suport rigid pun probleme în ceea ce privește echirepartiția sarcinii pe segmenți datorită impreciziei de montaj și dificultăților de determinare a încărcării segmenților, s-au proiectat și experimentat două tipuri de lagăre principial diferite: un lagăr pe suporturi hidraulice constînd din burdufuri umplute cu ulei sub presiune (fig. 4 c) și unul pe suporturi elasice formate din arcuri elicoidale (fig. 4 d). Aceste tipuri de lagăre prezintă avantajul că elimină subiectivismul montorului în ceea ce privește repartizarea sarcinii și în același timp permit toleranțe de montaj mai mari atît la montarea lagărului propriu-zis cît și la efectuarea liniei arborelui hidroagregatului şi a centrărilor corespunzătoare. Verificarea în exploatare a arătat că soluţia sprjinirii pe arcuri este optimă.

Soluţia adoptată pentru segmenţi influenţează în mare măsură durata de viaţă a lagărelor axiale. La primele hidrogeneratoare s-a pus un accent deosebit pe formă, suprafaţa de frecare fiind redusă simţitor prin teşiri şi înclinări (fig. 5 a); rezultatul a fost o durată de viaţă scurtă, datorită presiunilor de lucru ridicate. Problema s-a rezolvat prin micşorarea presiunii la valorile normale de circa 35—40 kg/cm² şi adoptarea configuraţiei segmentului din figura 5 b fără scobituri pentru îngroparea talerului-suport, ceea ce uniformizează deformarea datorită dilatărilor termice. Totuşi, fenomenul dilatării neuniforme a segmenţilor sub acţiunea variaţiilor de temperatură şi a coeficienţilor de dilatare diferiţi ai oţelului şi ai aliajului antifricţiune rămîne în continuare o deficienţă. În vederea evitării desprinderii căptuşelii s-a aplicat soluţia din figura 5 c, cu micşorarea grosimii stratului de babbit şi a volumului acestuia în zonele cele mai expuse; împotriva petelor de contact a căror sursă o constituie surplusul de babbit din zona cozilor de rîndunică se preconizează soluţia depunerii aliajului antifricţiune prin explozie (fig. 5 d).

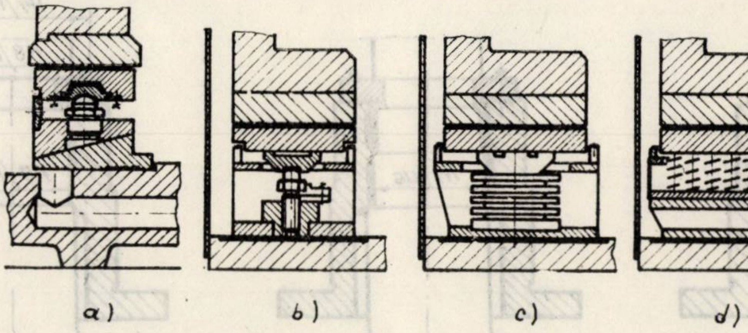


Fig. 4 Sistemul de sprijinire a segmenţilor lagărului axial.

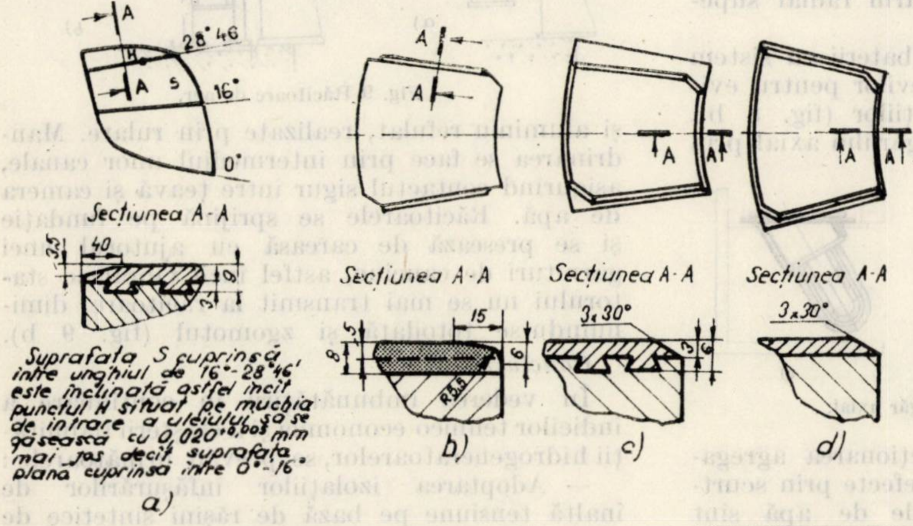

A
H
A
S
28°46
16°
0°
Secţiunea A-A
40
3,5
6
3,5
Suprafaţa S cuprinsă între unghiul de 16°-28°46' este înclinată astfel încît punctul H situat pe muchia de intrare a uleiului să se găsească cu 0,020+0,005 mm mai jos decît suprafaţa plană cuprinsă între 0°-16°.
a)
A
A
Secţiunea A-A
15
5
8
6
R3,5
b)
Secţiunea A-A
3x30°
6
3
c)
Secţiunea A-A
3x30°
d)

Fig. 5 Segmenţii lagărului axial.

O altă problemă o constituie sistemul de montare a butucului axial pe arbore, avînd în vedere că realizarea liniei arborilor şi a perpendicularităţii suprafeţei de alunecare necesită demontări frecvente atît în faza de montaj cît şi ulterior în timpul exploatării. Evoluţia soluţiilor este prezentată în figurile 6 şi 7. Soluţia din figura 6 prezintă pericolul uzurii arborelui, deficienţă rezolvată prin depunerea unui strat de cupru cu ajutorul căruia se realizează serajul butuc-arbore. Iniţial s-a prevăzut o soluţie complicată, cu inele intermediare din oţel pe care se depune un strat de cupru (fig. 7 a), dar prin însuşirea tehnologiei privind depunerea cuprului pe suprafeţe mari s-a trecut la sistemul din figura 7 b utilizat în prezent. Sistemul a

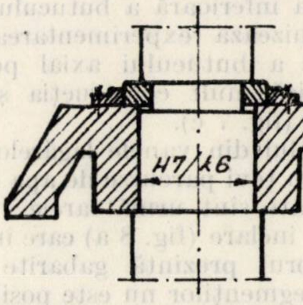


Fig. 6 Butuc lagăr axial (soluţie veche).

dovedit multe calităţi în exploatare, are însă dezavantajul că la frecare — din cauza încălzirii neuniforme — pot apărea deformaţii ale butucului care îngreuiază operaţia de realizare a liniei arborilor, în cazul cînd sînt necesare corecţii pe suprafaţa inferioară a butucului. Pentru viitor se preconizează experimentarea soluţiei montării cu joc a butucului axial pe arbore, ceea ce simplifică mult construcţia şi montajul agregatului (fig. 7 c).

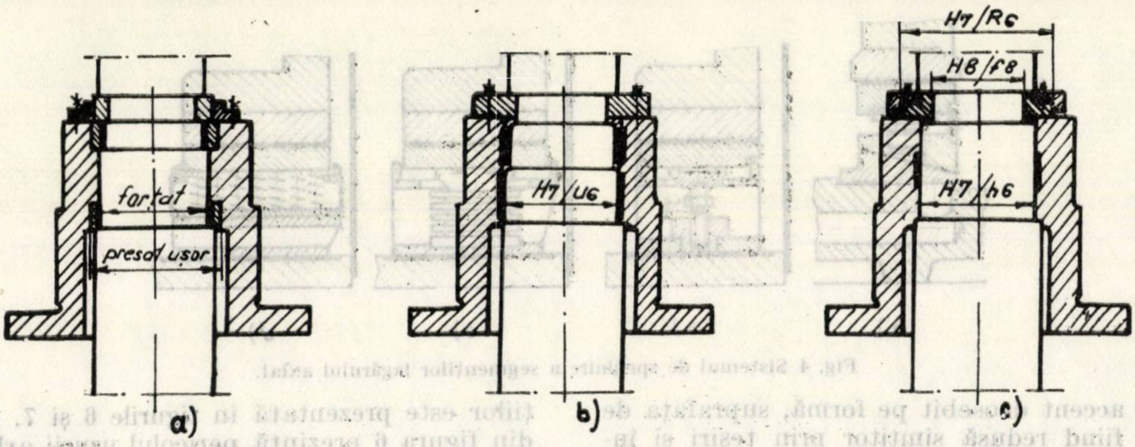


Fig. 7 Butuc lagăr axial.

Răcirea uleiului din vanele lagărelor se face prin răcitoare cu ţevi parcurse de apa de răcire. Soluţiile adoptate sînt următoarele:

1. Răcitoare inelare (fig. 8 a) care înconjoară lagărul. Răcitorul prezintă gabarite minime, dar scoaterea segmenţilor nu este posibilă decît după demontarea răcitorului şi a întregii părţi superioare a agregatului (lagărul radial superior, excitatoarea etc.).

2. Răcitoare sub formă de baterii cu sistem perfecţionat de rigidizare a ţevilor pentru evitarea fisurării datorită vibraţiilor (fig. 8 b). Construcţia permite revizia lagărului axial prin demontarea bateriilor şi funcţionarea agregatului în cazul unei baterii defecte prin scurtcircuitarea acesteia. Legăturile de apă sînt realizate în afara vanei de ulei, într-o cameră colectoare cu posibilitatea de evacuare periodică.

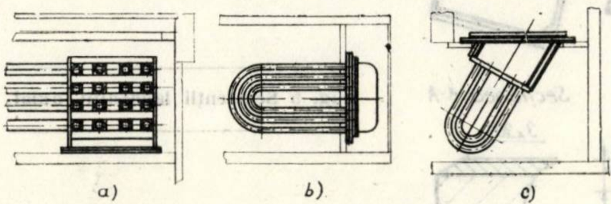


Fig. 8 Răcitoare de ulei lagăr axial.

O altă construcţie sub formă de baterii s-a aplicat şi este prezentată în fig. 8 c, unde din lipsă de spaţiu bateriile s-au montat în poziţie înclinată pe capacul lagărului.

Răcitoarele de aer ale hidrogeneratoarelor sînt formate din ţevi prevăzute cu aripioare de răcire. Primele răcitoare au avut aripioare ştanţate, iar mandrinarea ţevilor în camerele de apă s-a executat conform figurii 9 a. Fixarea răcitoarelor s-a făcut în consolă cu carcasa hidrogeneratorului. Aceste răcitoare au prezentat productivitate mică în fabricaţie şi deficienţe în exploatare constînd în zgomot şi fisurarea ţevilor datorită vibraţiilor. Răcitoarele de tip nou au ţevile de răcire din alamă şi aluminiu refulat, realizate prin rulare. Mandrinarea se face prin intermediul unor canale, asigurînd contactul sigur între ţeavă şi camera de apă. Răcitoarele se sprijină pe fundaţie şi se presează de carcasă cu ajutorul unei garnituri de cauciuc, astfel încît vibraţiile statorului nu se mai transmit la răcitoare, diminuîndu-se totodată şi zgomotul (fig. 9 b).

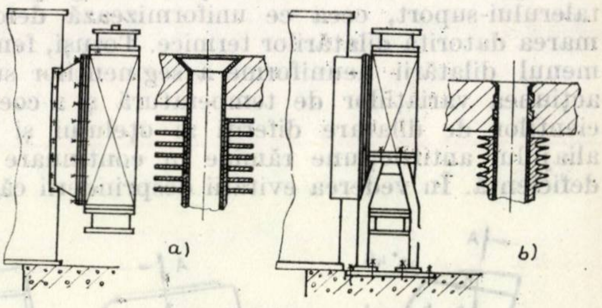


Fig. 9 Răcitoare de aer.

Concluzii

În vederea îmbunătăţirii în continuare a indicilor tehnico-economici şi a creşterii fiabilităţii hidrogeneratoarelor, se prevăd următoarele:

— Adoptarea izolaţiilor înfăşurărilor de înaltă tensiune pe bază de răşini sintetice de fabricaţie românească, la tensiuni peste 6,3 kV.

— Soluţii perfecţionate pentru lagărele axiale şi sistemul lor de răcire.

— Construcţii de calitate pentru rotoare. Reducerea greutăţii, folosirea materialelor noi şi a tehnologiilor moderne.

— Creşterea randamentului şi măsuri eficiente pentru limitarea zgomotului şi a vibraţiilor.

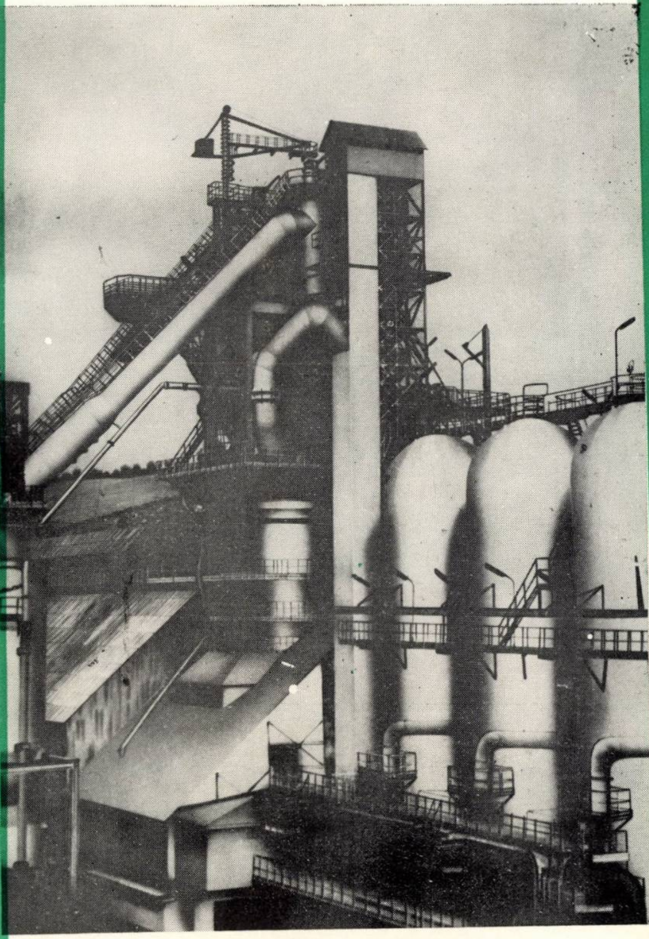
* * *

"UZINEXPORTIMPORT"
—Foreign Trade Company
BUCAREST

133,Victoriei Avenue; POB 2993;
Telex 011214; Telephone 50,25.35
Cable UZEXIM—BUCAREST.

uzinexportimport
întreprindere de comerț exterior

activity object of the foreign trade company
uzinexportimport main products



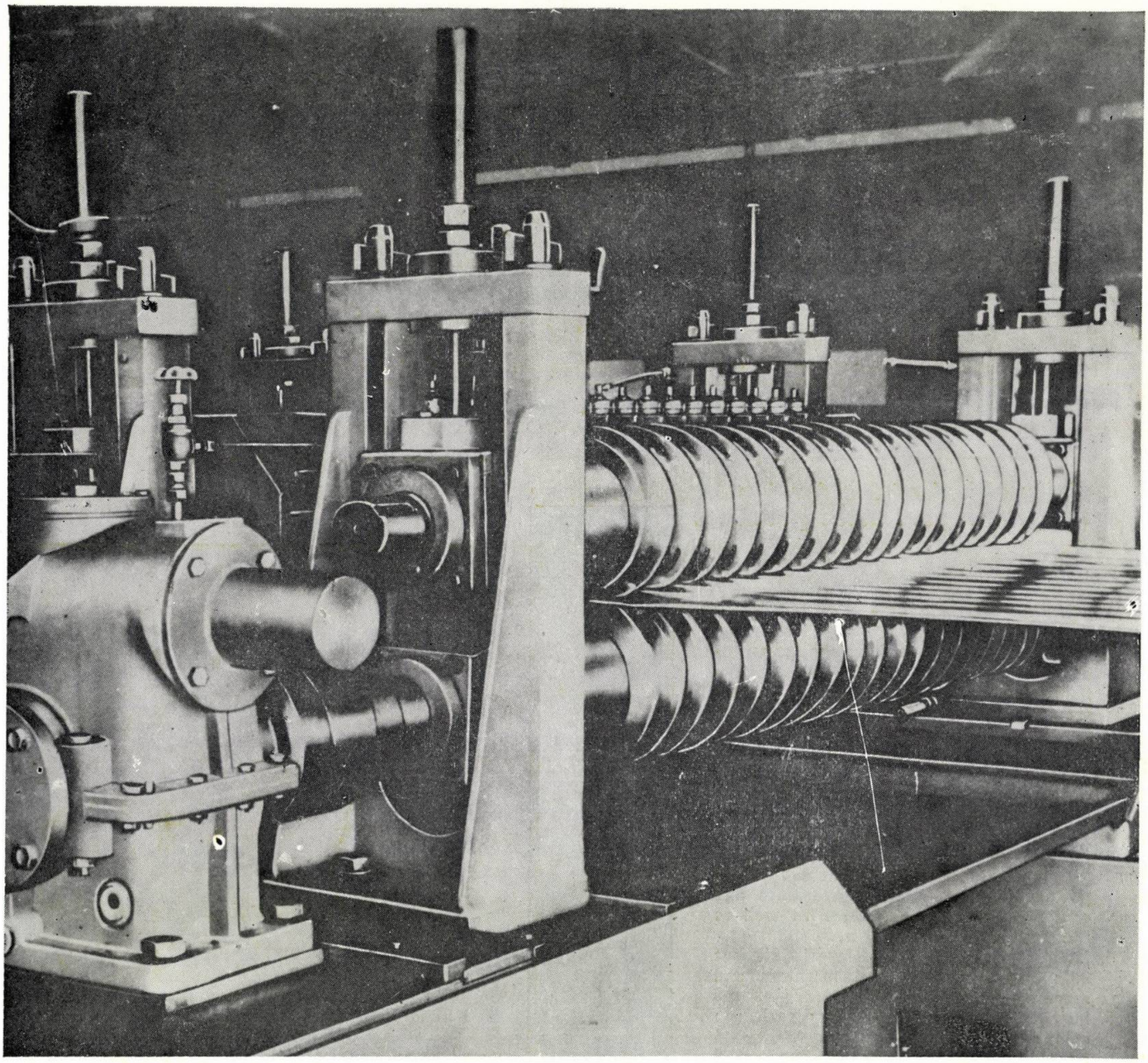
A. *EXPORT activity*

1. Plants and complex installations for manufacturing equipment and products in the field of machine buildingg industry, electronics and electrical engineering, licences, patents of inventions and manufacturing technologies, supplies of C.K.D. for the above projects.
2. Vessels, boats, shipbuilding equipment and machinery, ship repairing.
3. Thermal power stations, heat and district-heating stations, hydro-electrical power stations, hydro-mechanical equipment, diesel power stations, individual machines and equipment for these stations as well as the respective spare parts.
4. Metallurgical plants and steel works, afferent individual equipment and machines and spare parts as well.
5. Installations for food industry such as: cold stores, ice making factories, grain mills, grain silos, meat, fruit and milk processing lines, bread making factories as well as spare parts.
6. Technological lines for cement manufacture, individual machinery and equipment and spare parts as well.
7. Studies, engineering, know-how, technologies for the said production lines, erection works, technical assistance, training and other services in connection with the said lines and plants.

B. *IMPORT activity*

1. Plants and complex installations for the machine building industry.
2. Equipment for boilers and turbines.
3. Equipment for metal surface protection.
4. Complex installations for the food industry, research sector and municipalities.
5. Vessels, boats, shipbuilding equipment and machinery including the imports for the Romanian shipbuilding industry.
6. Parts of installations and equipment for cement lines.
7. Engineering, licences, technical assistance and training for the above projects.

UZINEXPORTIMPORT
ROMANIA



Instalaţiile noastre de mare randament sînt profilate pentru profile de diferite forme de bază.

Ele permit modelarea continuă şi progresivă a benzilor şi foilor de tablă, sub forma de profile pentru construcţii uşoare, folosite din ce în ce mai mult în special în industria construcţiilor.

Maşinile utilizate în instalaţiile noastre sînt proiectate ca elemente în serie, oferind astfel avantajele sistemului de construcţie modular.

Aceste instalaţii se disting de asemenea prin :

- ● reglare electrică continuă a vitezei de lucru
- ● reglare maximă a înălţimii şi aşezare pe rulmenţi a axurilor de profilare
- ● posibilitate rapidă şi simplă de înlocuire a sculelor
- ● construcţie robustă a cajelor de profilat şi a acţionărilor.

Adresaţi-vă în scris firmei noastre : vă stăm întotdeauna cu plăcere la dispoziţie cu consultaţii în ce priveşte alegerea celei mai adecvate instalaţii de profilare.

SKET

VEB SCHWERMASCHINENBAU-KOMBINAT ›ERNST THÄLMANN‹ MAGDEBURG

DDR - 3011 Magdeburg

Exportator : INVEST EXPORT
Volkseigener Aussenhandelsbetrieb der Deutschen Demokratischen Republik
DDR-108 Berlin, Johannes—Dieckman—Strasse 7—9

Informaţii : Ambasada R.D.G. din R. S. România. Secţia comercială
TKB INVEST EXPORT
BUCUREŞTI 59. Str. Compozitorilor nr. 30, Sc. A

La „Tîrgul de Toamnă Leipzig 1975" expunem în hala 6

PUBLICOM

Hüller

De la planificare pînă la piesa finită

Hüller găsește soluția pentru orice problemă privind finisarea. Utilizați vasta noastră experiență și cunoștințele noastre multiple în construcția mașinilor-unelte.

Pentru serii mari :

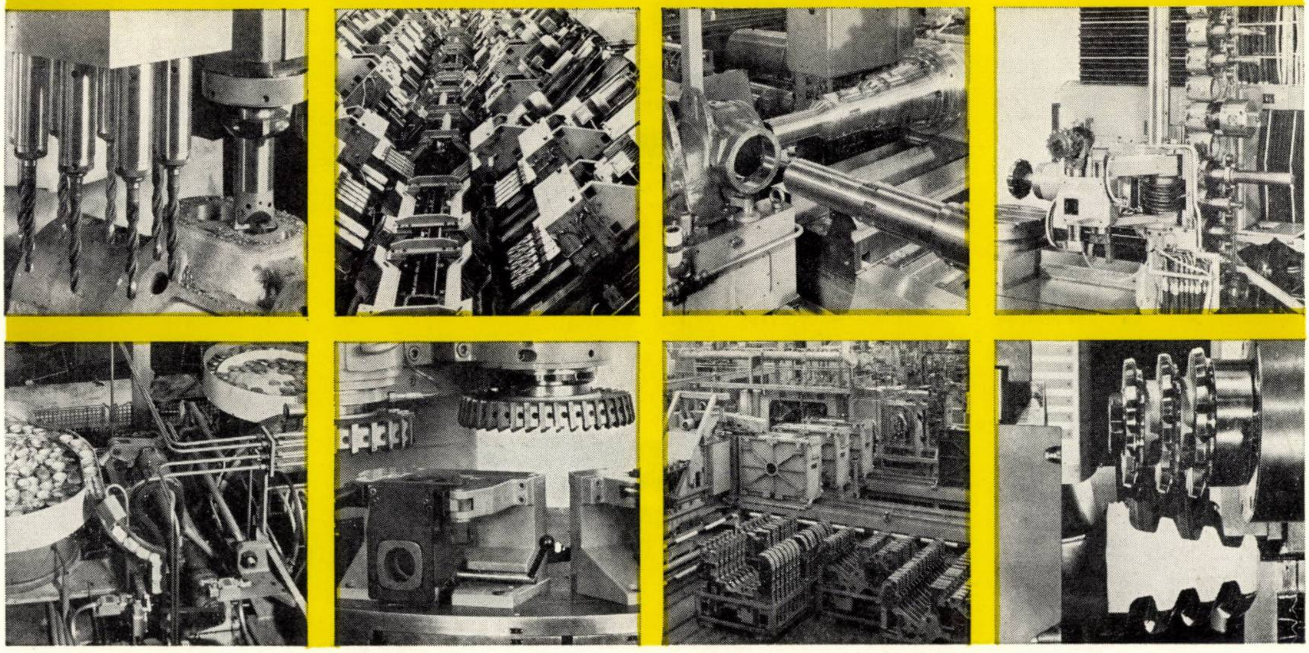
căi de transfer,
mașini speciale,
mașini pentru montaje,
căi de montaj
asamblate din unități de construcție normate.

Pentru serii mici și mijlocii :

centre de prelucrare comandate numeric,
mașini standard.

Karl Hüller GmbH Fabrică de mașini-unelte
D-7140 Ludwigsburg NRF
Căsuța poștală 540
R.F.G.

Biroul technic de legătură
Firma COMEX, București, Str. Brezoianu 38, tel. : 13 78 56

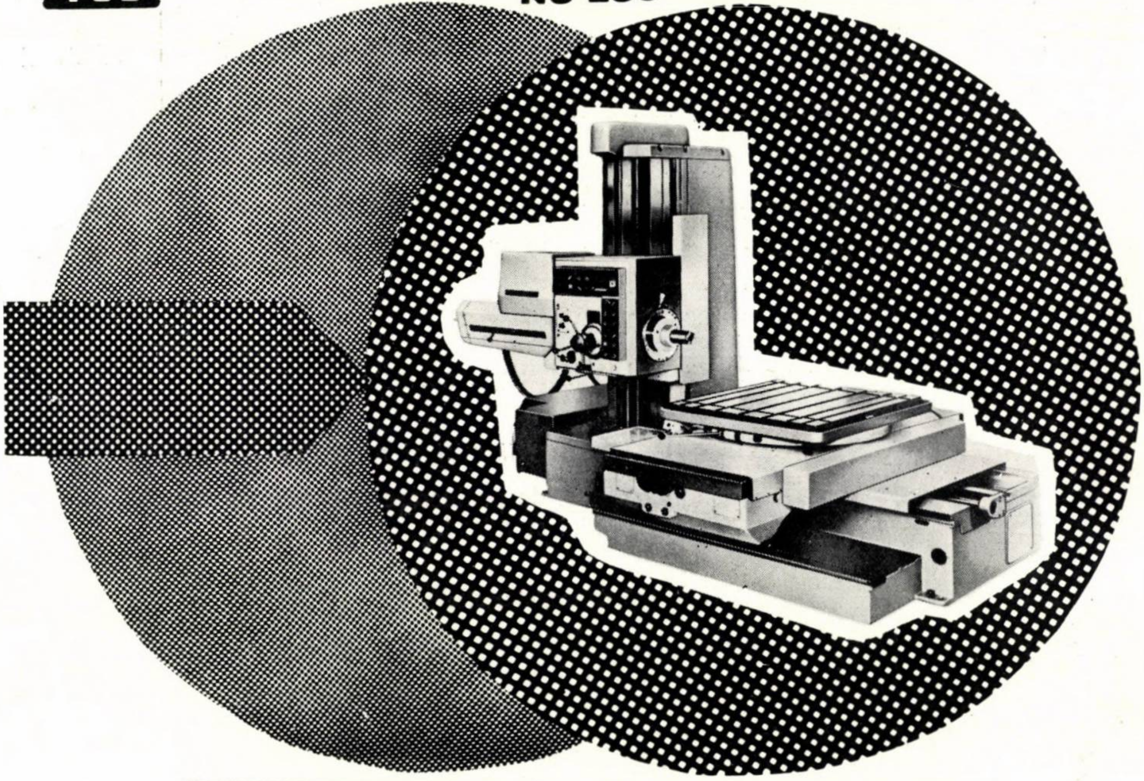


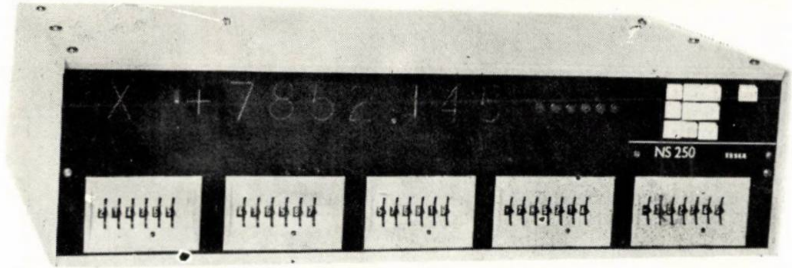
Maşină orizontală de alezat şi frezat tip

WHN 9B

TOS

cu indexare numerică şi preselecţia coordonatelor tip
NS 250





Maşina permite găurirea, alezarea şi frezarea de precizie în coordonate a pieselor de mărime mijlocie, gen cutie. Principalele mişcări pot fi controlate manual sau semiautomat, cu ajutorul sistemului de indexare numerică TESLA NS 250 cu preselecţia coordonatelor dorite. ● construcţie robustă cu păpuşă fixă ● înaltă precizie la înalt randamet de aşchiere ● prinderea automată a sculelor în conul din interiorul de alezare ● schimbarea vitezei mecanice se face cu un dispozitiv cu comandă hidraulică ● masă rotativă de foarte mare precizie, cu echipament optic ● indexare pe trei axe în unghi drept de la 0 la 9999, 995 mm, cu o precizie de 0,005 mm.

● Caracteristici tehnice de bază:

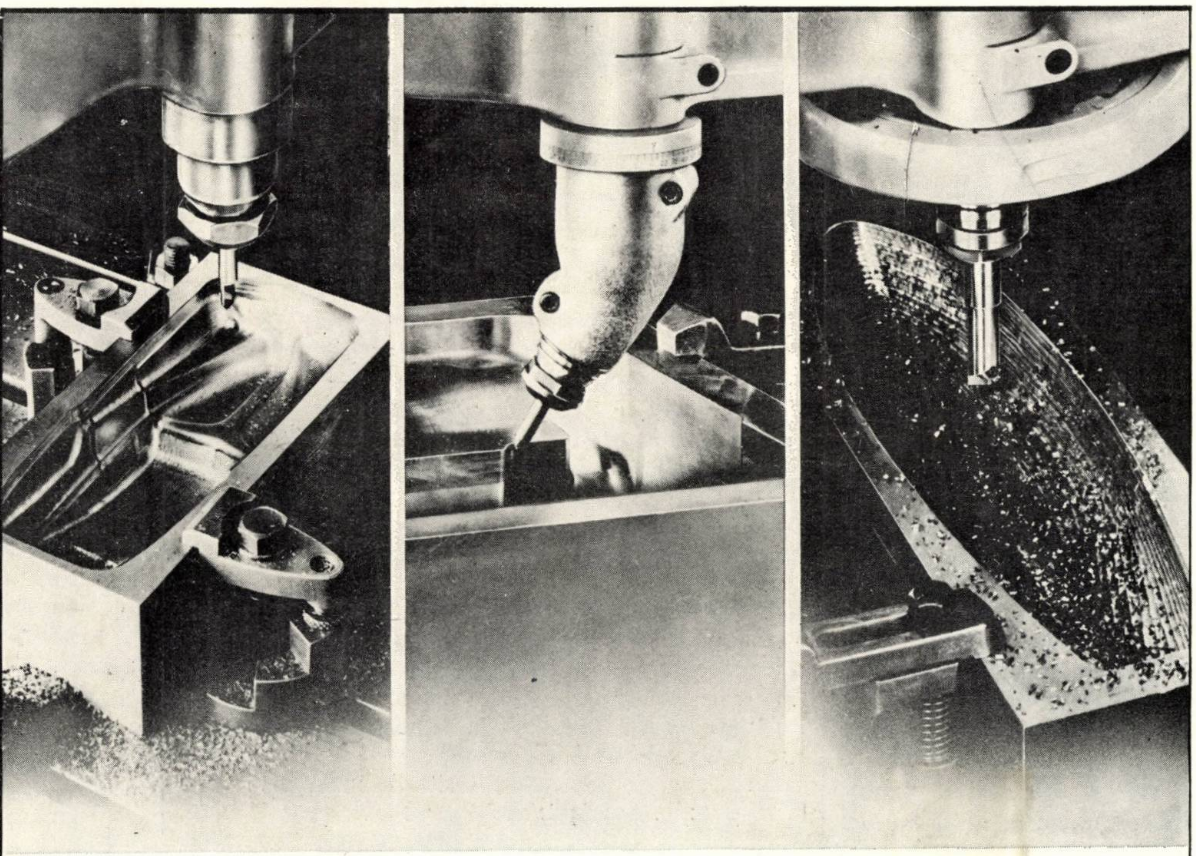
• Diametrul arborelui de alezare	mm	90
• Conul din interiorul arborelui de alezare	ISO	40
• Traversa arborelui de alezare	mm	680
• Sarcina maximă a mesei	kgf	3 000
• Suprafaţa de lucru a mesei	mm	1 000 × 1 120
• Turaţia arborelui de alezare	rot/min	9 — 128
• Avansurile tuturor săniilor	mm/min	2 — 3 200 16 — 3 200
• Puterea instalată a maşinii	kVA	30

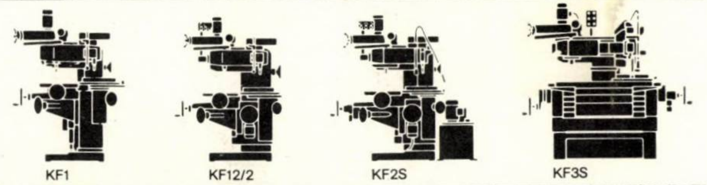
Producător:
TOS Varnsdorf

Strojimport

Exportator: Strojimport SpA; Vinohradska 184
130 52 Praga 3 — Cehoslovacia

PUBLICOM





KF ca, Copiată Fineță

Apropo:
Nicăeri, în nici-o țară nu există vreun producător licenziat pentru mașini Deckel! Mașini Deckel fabricăm numai noi!

5 rum

Nici o problemă, dacă executați dispozitive de presare, matrițe sau alte prototipuri de modelat - ori utilizați metale, mase plastice sau ori ce alt material, sau lucrați unicate pe o singură parte ori pe ambele părți ale axei de simetrie prin metoda "în oglindă", ori că micșorați sau măriți! Nici o problemă, dacă aveți de prelucrat piese de volum mic sau gabarite mari, forme plate sau adînc reliefate, ondulate sau despicate!
Mașinile Deckel KF, în sisteme variate de subansamble tipizate, vă oferă toate posibilitățile de frezare prin copiere în regimuri tehnico-economice eficiente și în ori ce grad de finețe!
Mașinile Deckel KF vă asigură o precizie desăvîrșită la frezarea prin copiere -o precizie care se concretizează printrun finisaj impecabil al suprafețelor - o precizie excepțională ce reprezintă amprenta calității pentru producția Dvs.

Precizia impecabilă pentru piese de ori ce formă, unită cu o maniabilitate excepțională și o proverbială durabilitate în exploatare, plasează mașinile Deckel în categoria noțiunilor de valoare. Mașinile Deckel funcționează în 95 țări ale lumii, secundate și îngrijite de specialiști încercați.

Intrebati odată în cercurile de specialitate despre Deckel. Sau - și mai bine - întrebați-ne pe noi!

DECKEL

Friedrich Deckel Aktiengesellschaft
D-8 München 70 / BRD, Plinganserstr. 150

"DARO 8205 Z" rezolvă fundamental problemele dumneavoastră de calcul

daro
8205

Büromaschinen-Export
GmbH Berlin
DDR - 108 Berlin
Friedrichstrasse 61
Deutsche Demokratische
Republik

bme

Rezolvarea fundamentală a acestor probleme înseamnă eficiență, rentabilitate în folosirea sa în diversele ramuri ale economiei, în funcția de calculator tehnico-științific sau calculator satelit pe lîngă marile instalații de prelucrare a datelor.

"DARO 8205 Z"

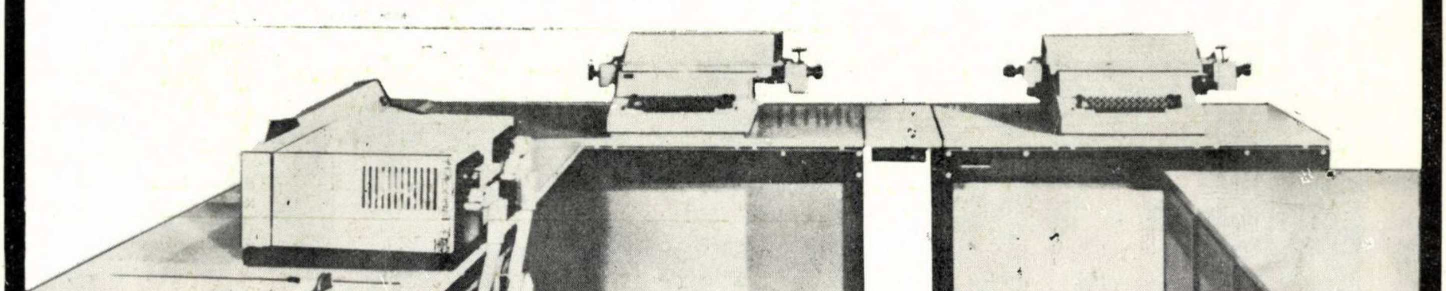
garantează o eficiență ridicată cu cheltuială redusă. Astfel, un subansamblu poate prelua mai multe funcții, iar proprietățile specifice ale memoriei cu tambur pot fi folosite prin tipuri speciale de comandă.

Pe lîngă aceasta vă ținem la dispoziție soluțiile unor probleme tehnice interesante.

Folosiți experiența noastră. Orice documentație vă stă la dispoziție. Solicitați-ne.

Astfel, puteți conta pe :

- introducerea datelor prin benzi perforate ;
- extragerea lor prin imprimantă sau bandă perforată ;
- memorie cu tambur magnetic, cu o capacitate de 4096 de cuvinte cu cîte 33 de biți ;
- vitezele de lucru de 1900 de comenzi de calcul sau 2400 de comenzi organizatorice pe secundă.

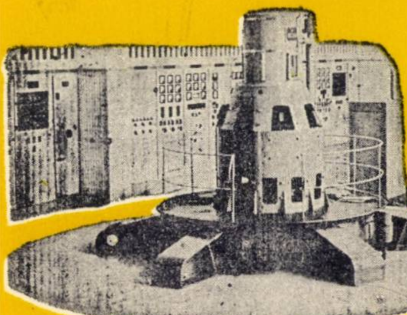


PUBLICOM

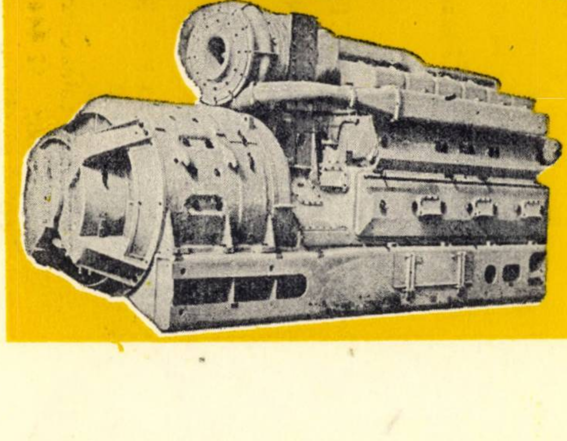
ICM
Reşita

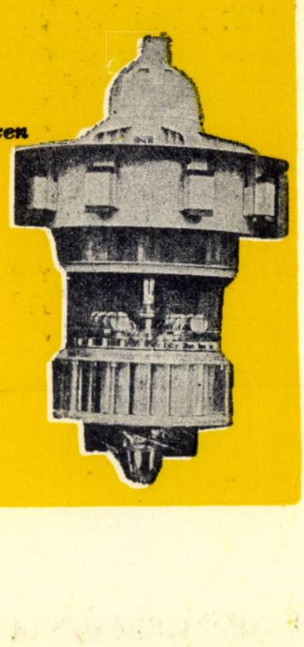
ÎNTREPRINDEREA DE CONSTRUCŢII DE MAŞINI REŞITA

execută:

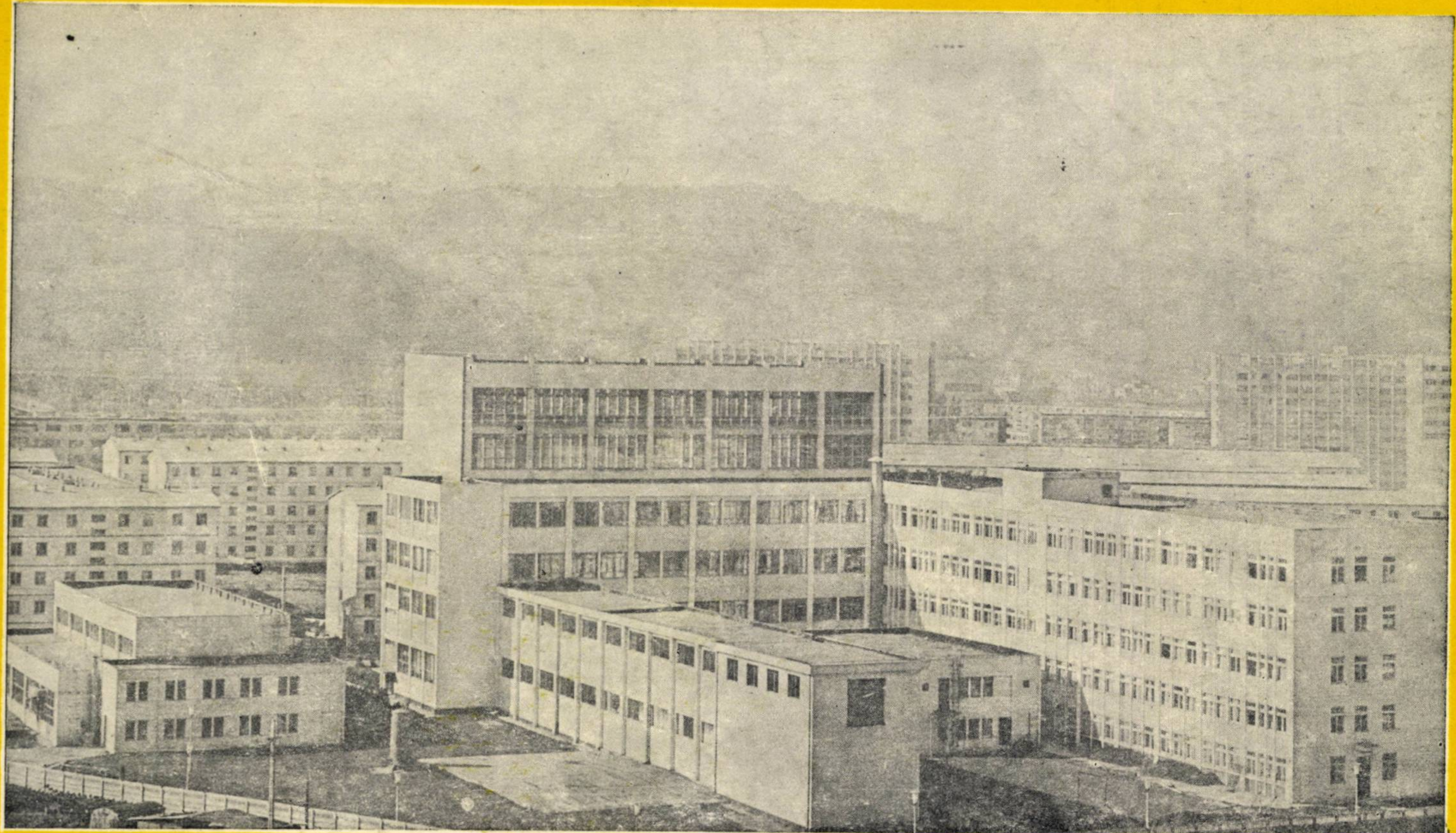


- Turbine hidraulice tip Kaplan, Francis şi Pelton
- Hidrogeneratoare
- Echipamente hidromecanice pentru centrale hidroelectrice, amenajări hidroenergetice şi irigaţii:
  - *vane plane, sferice şi fluture*
  - *servomotoare*
  - *regulatoare mecano şi electrohidraulice*
  - *instalaţii de acţionare pentru stavile, batardouri şi vane*
  - *grupuri de ulei sub presiune*
- Motoare diesel cu puteri pînă la 28 800 CP
  - *pentru tracţiune feroviară*
  - *pentru platforme de foraj*
  - *pentru nave*
- Grupuri electrogene acţionate de motoare diesel
- Motoare electrice speciale sincrone, asincrone şi de curent continuu
- Generatoare electrice speciale
- Boghiuri pentru locomotive diesel şi electrice
- Utilaj metalurgic:
  - *caje de laminoare*
  - *alte tipuri de utilaje*
- Exhaustoare centrifuge speciale cu debite peste 400 000 m³
- Utilaj chimic:
  - *coloane de carbonatare*
  - *evaporatoare*
  - *reactoare*
  - *coloane de distilare benzen*
- Compresoare cu aer





Strada Golului nr. 1
Telefon: 11.180,
11.181
prefix: 964



INSTITUTUL DE CERCETĂRI ȘI PROIECTĂRI PENTRU ECHIPAMENTE HIDROENERGETICE

Reșița, calea Caransebeșului nr. 13, căsuța poștală nr. 27
Tel : 31 630
Telex : 44 254

Filiala:

CENTRUL DE CERCETĂRI ȘI PROIECTĂRI PENTRU ECHIPAMENTE HIDROMECANICE

Timișoara, calea Girocului nr. 1, căsuța poștală nr. 12
Tel ; 24 865 ; 12 444
Telex : 43 345

ICPEH
Reșita

1975 OKT 12

E 3279

R

g

REFERÁLVA

CONSTRUCTIA
DE MAŞINI

8

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXVII • nr. 8 • AUGUST 1975

Institutul
de cercetări si proiectări tehnologice *pentru industria construcţiilor de maşini*

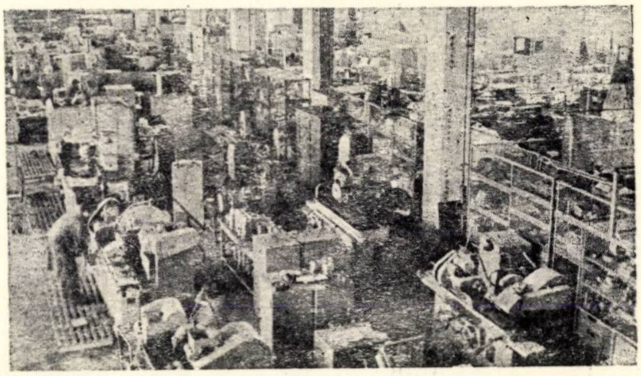
Şos. Olteniţei 105, sector 5, Bucureşti
telefon: 83 21 70 —— telex: 11798

ICPTCM

ACTIVITATI

- Cercetări şi experimentări de procedee tehnologice noi pentru industria constructoare de maşini
- Proiectarea de tehnologii pentru piese, subansambluri sau produse, inclusiv proiectarea maşinilor speciale, a liniilor, a dispozitivelor şi a sculelor aferente
- Execuţie de echipamente tehnologice proiectate şi asistenţă tehnică pentru punerea lor în funcţiune

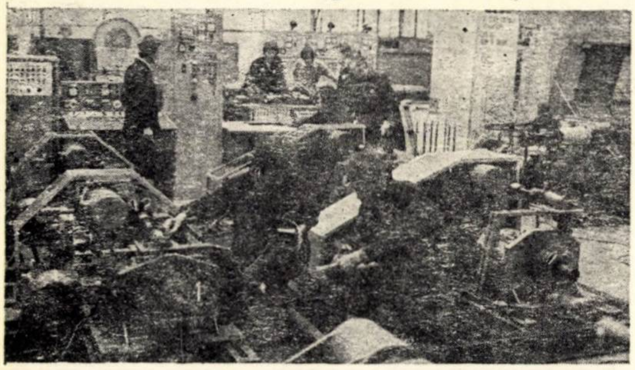
Vedere parţială din baza de execuţie
Sectorul prelucrări mecanice

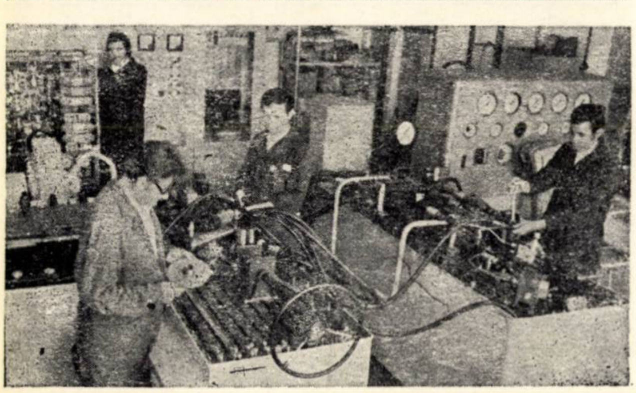


PENTRU URMATOARELE DOMENII DE ACTIVITATI PRINCIPALE :

- Prelucrări mecanice prin aşchiere
- Prelucrări prin tehnologii neconvenţionale (electroeroziune, electrochimie, laser, fascicul de electroni etc.)
- Stanţare şi deformări plastice la rece
- Acoperiri galvanice şi vopsire
- Montaj mecanizat şi automatizat
- Control de calitate, fiabilitate
- Standuri de probe
- Acţionări hidraulice şi pneumatice, sisteme, elemente, logică fluidică, roboţi etc.
- Organe de maşini de uz general (angrenaje, mecanisme, materiale noi, frecare, ungere, vibraţii)
- Organizarea proceselor de fabricaţie în atelierele de prelucrări şi montaj
- Codificarea informaţiilor pentru prelucrarea automată a datelor
- Balanţarea capacităţilor de producţie
- Planificare, programare, urmărire a producţiei
- Tehnologii tipizate şi normative de timp

Laboratorul de organe de maşini





Laboratorul de acţionări hidraulice

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI GRELE
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI GRELE
ANUL XXVII Nr. 8, AUGUST 1975

25 ani

Sesiune jubiliară

la un sfert de veac de apariţie a revistei

CUPRINS

MAŞINI-UNELTE PENTRU PRELUCRAREA METALELOR

Comunicări prezentate la sesiunea jubiliară, cu ocazia împlinirii a 25 de ani de apariţie a revistei

BĂNCILĂ, A : **Stadiul actual şi tendinţele în dezvoltarea producţiei de maşini-unelte pe plan mondial şi în ţara noastră.** 361
BAŞTIUREA, GH. : **Comanda numerică a maşinilor-unelte. Partea I : Stadiul actual ; unele consideraţii privind introducerea maşinilor-unelte cu comandă numerică.** 364
BAŞTIUREA, GH. : **Comanda numerică a maşinilor-unelte. Partea a II-a : Probleme ale introducerii maşinilor-unelte cu comadă numerică.** 369
SANDU, A., GORNIC, C., CÎRŢU, D. : **Factori care influenţează precizia maşinilor-unelte de alezat şi frezat cu comandă numerică.** 375
LUDIG, M., COVRIG, A. ; **Mărirea preciziei de prelucrare în ciclu automat la maşina de rectificat interior prin micşorarea deformaţiilor termice.** 380
HÂNCU, D. A., DUMBRAVĂ, M., ATANASIU, D. : **Criterii de calcul şi optimizare ale reazemelor hidrostatice pentru arborii principali ai maşinilor-unelte.** 385
IONESCU, C., CRISTEA, N. : **Metodica de calcul şi optimizare a ghidajelor hidrostatice pentru maşini-unelte.** 389
DUCA, M., DRĂGAN, V : **Metode de cercetare a sistemelor hidraulice de copiere ale maşinilor-unelte.** 395
GEORGESCU, M : **Determinarea pe calculator a rigidităţii statice a unei maşini de frezat.** 406
RUSU, Şt. : **Asupra stabilităţii sistemului dinamic neliniar al maşinilor-unelte la aşchierea materialelor tenace.** 409

NOI CONTRIBUŢII ÎN DOMENIUL MAŞINILOR-UNELTE PENTRU PRELUCRAREA METALELOR

RUSU, Şt. : **Influenţa parametrilor structurali şi a componentelor forţei dinamice de aşchiere asupra valorilor pragului de stabilitate.** 415
RUSU, Şt. : **Metodă teoretică şi experimentală de investigare a proprietăţilor de stabilitate la autovibraţii ale sistemului dinamic al maşinilor-unelte.** 422
ELEKES, C. : **Precizări cu privire la tolerarea, executarea şi controlul filetelor trapezoidale de precizie pentru maşini-unelte.** 426
VERZEA, D. : **Dependenţa rigidităţii statice a strungului SNA 400 de mărimea jocurilor în ajustaje şi de momentul de strîngere a suportului port-sculă.** 431
GUJA, N. : **Unele probleme privind calculul acţionării maşinilor-unelte.** 434

Revista apare sub îndrumarea:

Consiliului ştiinţific al Institutului central de cercetări pentru construcţiile de maşini.

Redactor : RODICA MOLDOVEANU

SUMAR

Z ; 621.9. 002

Băncilă, A. : **Stadiul actual și tendințele în dezvoltarea producției de mașini-unelte pe plan mondial și în țara noastră.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 8, p. 361

CZ ; 621.9 ; 621 – 52.001. 6

Baștiurea, Gh. : **Comanda numerică a mașinilor-unelte. Partea I : Stadiul actual și unele considerații privind introducerea mașinilor-unelte comandate numeric.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 8, p. 364

CZ ; 621.9 ; 621.52.001.6

Baștiurea, Gh. : **Comanda numerică a mașinilor-unelte. Partea a II-a : Probleme ale introducerii mașinilor-unelte cu comandă numerică.**

Construcția mașini, 27 (1975), nr. 8, p. 369

CZ ; 621.952.5 ; 621.915 ; 621 – 52.004

Sandu, A., Gornic, C., Cîrțu, D. : **Factori care influențează precizia mașinilor orizontale de alezat și frezat cu comandă numerică.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 8, p. 375

CZ ; 621.92.004.1 ; 621 – 52

Ludig, M., Covrig, A. : **Mărirea preciziei în ciclu automat la mașina de rectificat interior prin micșorarea deformațiilor termice.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 8, p. 380

CZ ; 621.9 ; 621.82.001.2

Hâncu, D., Dumbravă, M., Atanasiu Draga : **Criterii de calcul și optimizare ale reazemelor hidrostatice pentru arborii principali ai mașinilor-unelte.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 8, p. 385

CZ ; 621.9.001.2

Ionescu, C. I., Cristea, N. : **Metodica de calcul și optimizare a ghidajelor hidrostatice pentru mașini-unelte.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 8, p. 389

CZ ; 621.9.001.5

Duca, M., Drăgan, V. : **Metode de cercetare a sistemelor hidraulice de copiere ale mașinilor-unelte.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 8, p. 395

CZ ; 621.915 ; 681.31

Georgescu, M., Stoica, S., : **Determinarea pe calculator a rigidității statice a unei mașini de frezat.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 8, p. 406

CZ ; 621.9 ; 621.91.07

Rusu, St : **Asupra stabilității sistemului dinamic neliniar al mașinilor-unelte la așchierea materialelor tenace.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 8, p. 409

CZ ; 621.91.07

Rusu, St. : **Influența parametrilor structurali și a componentelor forței dinamice de așchiere asupra valorilor pragului de stabilitate.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 8, p. 415

CZ ; 621.9.001.002

Rusu, St. : **Metodă teoretică și experimentală de investigare a proprietăților de stabilitate la autovibrații ale sistemului dinamic al mașinilor-unelte.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 8, p. 422

CZ ; 621.8 ; 621.882.082.

Elekeș, C. : **Precizări cu privire la tolerarea, executarea și controlul filetelor trapezoidale de precizie pentru mașini-unelte.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 8, p. 426

CZ ; 621.941 ; 621.753 ; 621 – 21

Verzea, D. : **Dependența rigidității statice a strungului SNA-400 de mărimea jocurilor cu ajustaje și de momentul de strîngere a suportului portsculă.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 8, p. 431

CZ ; 621.9.001.2

Guja, N. : **Unele probleme privind calculul acționării mașinilor-unelte.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 8, p. 434

Revista ,,CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini Grele din Republica Socialistă România. Redacția la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcțiilor de mașini grele, cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30. ; sau 50.40.90. și 50.50.25/interior 253. Instituțiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.16.17.26 BI. SMB. sau prin mandat poștal la ICPTCM, șos. Olteniței nr. 105, București, Sector 5, pentru revista ,,Construcția de mașini". Tarif pentru instituții și intreprinderi : lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8.
Tiparul : Intreprinderea poligrafică ,,Informația", București, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 281.

Taxele poștale plătite în numerar pentru anul 1975, conform aprobării C.P.T. nr. 137/6332/1975.

41.042

CONTENTS

D.C ; 621.9.002
Băncilă A. : **Present status and trends in the development of machine-tools production on world scale and in our country.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 8, p. 361

D.C ; 621.9 ; 621 – 52.001.6
Baştiurea Gh. : **Numerical control of machine-tools. 1st part : Present status and some considerations concerning the introduction of numerically controled machinetools.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 8, p. 364

D.C ; 621.9 ; 621.52.001.6.
Baştiurea Gh : **Numerical control of machine-tools. 2nd part : Problems of introduction machine-tools with numerical control.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 8, p. 369

D.C ; 621.952.5 ; 621.915 ; 621 – 52.004
Sandu A., Gornic C., Cîrţu D. : **Factors influencing the accuracy of boring and milling machines with numerical control.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 8, p. 375

D.C ; 621.92.004.1 ; 621 – 52
Ludig M., Covrig A. : **Increasing processing accuracy in automatical cycles on the internal grinding machine through diminution of heat distortion.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 8, p. 380

D.C ; 621.9 ; 621.82.001.2
Hâncu D., Dumbravă M., Atanasiu Draga : **Calculus and optimization criteria of hydrostatical supports for the main of machine-tools.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 8, p. 385

D.C ; 621.9.001.2
Ionescu C. J., Cristea N. : **Calculus and optimization methodology of hydrostatical guides for machine-tools.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 8, p. 389

D.C. ; 621.9.001.5
Duca M., Drăgan V. : **Research methods of hydraulical copying systems of machine-tools.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 8, p. 395

D.C ; 621.915 ; 681.31
Georgescu M., Stoica S. : **Computer determination of the statical rigidity of a milling machine.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 8, p. 406

D.C ; 621.9 ; 621.91.07
Rusu St. : **On the stability of the non-linear dynamic system of machine-tools at tough materials cut.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 8, p. 409

D.C ; 621.91.07
Rusu St. : **The influence of the structural parameters and of the components of the dynamic cutting force on the values of the stability threshold.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 8, p. 415

D.C ; 621.9.001.002
Rusu St. : **Theoretical and experimental investigating method of the stability factures at the self-vibrations of the dynamical system of machine-tools.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 8, p. 422

D.C ; 621.9 ; 621.882.082
Elekeş C. : **Specifications concerning the toleration, execution and control of precision tetragonal thread for machine-tools.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 8, p. 426

D.C ; 621.941 ; 621.753 ; 621 – 21
Verzea D. : **The dependence of statical rigidity of the SNA-400 lathe on the size of fit clearance and on the holder chucking moment.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 8, p. 431

D.C ; 621.9.001.2
Guja N. : **Some problems concerning the drive calculus of machine-tools.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 8, p. 434

SOMMAIRE

CD ; 621.9.002
Băncilă, A. : **Phase et tendances actuelles du développement de la production de machines-outils en Roumaine et dans le monde entier.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 8, p. 361

CD ; 621.9 ; 621 – 52.001.6
Baştiurea, Gh : **Commande numérique des machines-outils. I-ère partie : Phase actuelle et quelques considérations sur l'introduction des machines-outils à commande numérique.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 8, p. 364

CD ; 621.9 ; 621.52.001.6
Baştiurea, Gh. : **Commande numérique des machines-outils. II-ème partie : Problèmes soulevés par l'introduction des machines-outils à commande numérique.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 8, p. 369

CD ; 621.952.5 ; 621.915 ; 621 – 52.004
Sandu, A., Gornic, C., Cîrţu, D. : **Facteurs qui exercent une influence sur la précision des machines horizontales d'alésage et de fraisage à commande numérique.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 8, p.

CD ; 621.92 ; 004.1 ; 621 – 52 375
Ludig, M., Covrig, A. : **Augmentation de la précision du traitement en cycle automatique de la machine de rectification intérieure par réduction des déformations thermiques.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 8, p. 380

CD ; 621.9 ; 621.82.001.2
Hâncu, D., Dumbravă, M., Atanasiu Draga : **Critères de calcul et optimisation des supports hydrostatiques des arbres principaux des machines-outils.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 8, p. 385

CD ; 621,9,001. 2
Ionescu, C. I., Cristea, N. : **Méthodes de calcul et optimisation des guidages hydrostatiques des machines-outils.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 8, p. 389

CD : 621.9.001.5
Duca, M., Drăgan, V. : **Méthodes d'étude des dispositifs hydrauliques à copier des machines-outils.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 8, p. 395

CD : 621.915 : 681.31
Georgescu, M., Stoica, S. : **Détermination de la rigidité statique d'une fraiseuse au moyen du calculateur.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 8, p. 406

CD : 621.9 : 621.91.07
Rusu, St. : **De la stabilité du système dynamique non linéaire des machines-outils lors de la coupe des matériaux tenaces.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 8, p. 409

CD : 621.91.07
Rusu, St. : **Influence des paramètres structuraux et des composantes de la force dynamique de coupe sur les valeurs du seuil de stabilité.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 8, p. 415

CD : 621.9.001.002
Rusu, St. : **Méthode théorique et expérimentale d'investigation sur les propriétés de stabilité aux vibrations des systèmes dynamiques des machines-outils.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 8, p. 422

CD : 621.9 : 621.882.082
Elekeş, C. : **Précisions sur la tolérance, l'exécution et le contrôle des filétages trapézoïdaux de précision des machines-outils.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 8, p. 426

CD : 621.941 : 621.753 : 621 – 21
Verzea, D. : **Dépendance de la rigidité statique du tour SNA-400 de la grandeur des jeux d'ajustement et du moment de serrage du support porte-outil.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 8, p. 431

CD : 621.9.001.2
Guja, N. : **Quelques problèmes du calcul de la commande des machines-outils.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 8, p. 434

INHALTSVERZEICHNIS

D.K : 621.9.002
Băncilă, A. : **Aktuelle Lage und Entwicklungstendenzen der Werkzeugmaschinenproduktion auf weltweite Ebene und in unserem Lande.**
Construcția de mașini, 27 (1975), Nr. 8, S. 361

D.K : 621.9 : 621 – 52.001.6
Baștiurea, Gh. : **Numerische Steuerung der Werkzeugmaschinen. Erster Teil : Aktuelle Lage und einige Betrachtungen betreffs der Einsatz von numerisch gesteuerten Werkzeugmaschinen.**
Construcția de mașini, 27 (1975), Nr. 8, S. 364

D.K : 621.9 : 621.52.001.6
Baștiurea, Gh. : **Numerische Steuerung der Werkzeugmaschinen. Zweiter Teil : Fragen des Einsatzes von Werzeugmaschinen mit numerischer Steuerung.**
Construcția de mașini, 27 (1975), Nr. 8, S. 369

D.K : 621.952.5 : 621.915 : 621 – 52.004
Sandu, A., Gornic, C., Cîrțu, D. : **Einflussfaktoren auf die Genauigkeit der Fräs- und Bohrwerke mit numerischer Steuerung.**
Construcția de mașini, 27 (1975), Nr. 8, S. 375

D.K : 621.92.004.1 : 621 – 52
Ludig, M., Covrig, A. : **Erhöhung der Bearbeitungsgänauigkeit in automatischem Zyklus auf der Innenschleifmachine durch Verminderung der Wärmeverformung.**
Construcția de mașini, 27 (1975), Nr. 8, S. 380

D.K : 621.9 : 621.82.001.2
Hâncu, D., Dumbravă, M., Atanasiu Draga : **Ermittlungs- und Optimisierungskriterien von hydrostatischen Stützen für die Arbeitsspindel von Werkzeugmaschinen.**
Construcția de mașini, 27 (1975), Nr. 8, S. 385

D.K : 621.9.001.2
Ionescu C. I., Cristea N. : **Ermittlungs- und Optimisierungsmethodik der hydrostatischen Führungen für Werkzeugmaschinen.**
Construcția de mașini, 27 (1975), Nr. 8, S. 389

D.K : 621.9.001.5
Duca, M., Drăgan V. : **Forschungsmethoden der hydraulischen Kopiersystem ovn Werkzeugmaschinen.**
Construcția de mașini, 27 (1975), Nr. 8, S. 395

D.K : 621.915 : 681.31
Georgescu, M., Stoica S. : **Rechnerbestimmung der statischen Steifigkeit einer Fräsmaschine.**
Construcția de mașini, 27 (1975), Nr. 8, S. 406

D.K : 621.9 : 621.91. 07
Rusu St. : **Uber des Stabilität des nichtlinearen dynamischen Systems der Werkzeugmaschinen bei Spannabhebung von zähen Werkstoffen.**
Construcția de mașini, 27 (1975), Nr. 8, S. 409

D.K : 621.91.07
Rusu St. : **Der Einfluss von Strukturparametern und von Komponenten des dynamischen Schnittkrafts auf die Stabilitätsschwellewerten.**
Construcția de mașini, 27 (1975), Nr. 8, S. 415

D.K : 621.9.001.002
Rusu St. : **Theoretische und experimentelle Forschungsmethode der Stabilitätseigenschaften bei den Selbstschwingungen des dynamischen Systems von Werkzeugmaschinen.**
Construcția de mașini, 27 (1975), Nr. 8, S. 422

D.K : 621.9 : 621.882.082
Elekes C. : **Bestimmungen betreffs Zulass, Durchführung und Kontrolle von Präzisionstrapezgewinden für Werkzeugmaschinen.**
Construcția de mașini, 27 (1975), Nr. 8, S. 426

D.K : 621.941 : 621.753 : 621 – 21
Verzea D. : **Der Abhang der statischen Starrheit des Drehbanks SNA-400 von der Sitzlaufgrösse und von Klemmungsmoment des Aufnahmesupports.**
Construcția de mașini, 27 (1975), Nr. 8, S. 431

D.K : 621.9.001.2
Guja N. : **Einige Ermittlungsfragen von Werkzeugmachinenantrieben.**
Construcția de mașini, 27 (1975), Nr. 8, S. 434

С О Д Е Р Ж А Н И Е

ДК : 621.9.002
Бэнчилэ, А.: **Современный период и тенденций развития производства станков на мировом плане и в нашей стране.**
Construcția de mașini, 27 (1975) nr. 8, p. 361

ДК : 621.9 : 621 – 52.001.6
Баштюреа. Гх. : **Численное управление станков. I-ая часть: Современная стадия и некоторые соображения в связи с введением станков численнозаказаных.**
Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 8, p. 364

ДК : 621.9 : 621.52.001.6
Баштюреа, Гх.: **Численное управление станков. II-ая часть: Вопросы введения станков численнозаказные.**
Construcția de mașini, 27 (1975) nr. 8, p. 369

ДК : 621.952.5 : 621.915 : 621 – 52.004
Санду, А., Горник,К., Кырцу, Д.: **Факторы которые влияют точность горизонтальных расточных фрезерных станков с численной управлением.**
Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 8, p. 375

ДК : 621.92.004.1 : 621 – 52
Лудиг, М., Ковриг. А.: **Повышение точности переработки в автоматической цикле на внутришлифовальную станок уменьшением термических деформацией.**
Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 8, p. 380

ДК : 621.9 : 621.82.001.2
Хынку, Д., Думбравэ, М., Атанасию Драга: **Виды исчисления и оптимизации гидростатических подпорк для главных валов станков.**
Construcția de mașini, 27 (1975) nr. 8, p. 385

ДК : 621.9.001.2
Ионеску, К. И., Кристеа, Н.: **Методика исчисления и оптимизации гидростатических направлением для станков.**
Construcția de mașini, 27 (1975) nr. 8, p. 380

ДК : 621.9.001.5
Дука, М., Дрэган,, В.,: **Методы исследования гидравлических систем копирования станков.**
Construcția de mașini, 27 (1975) nr. 8, p. 395

ДК : 621.915 : 681.31
Георгеску, М., Стоика, С.: **Установление с калькулятором статического негибкости фрезерного станка.**
Construcția de mașini, 27 (1975) nr. 8, p. 406

ДК : 621.9 : 621.91.07
Русу, Ст.: **Об усточивости динамической нелинейной системы станков на резание упорных материалов.**
Construcția de mașini, 27 (1975) nr. 8, p. 409

ДК : 621.91.07
Русу, Ст.: **Влияние структурных параметров и компонентов динамической силы резания на стоимости порога устойчивости.**
Construcția de mașini, 27 (1975) nr. 8, p. 415

ДК : 621.9.001.002
Русу, Ст.: **Теоретический и эксцериментальный метод исследования особенностей постоянства на автовибраций динамического система станков.**
Construcția de mașini, 27 (1975) nr. 8, p, 422

ДК : 621.9 : 621.882.082
Елекеш, К.: **Пояснения в связи с допущением, исполнением и контролью трапецоидальных точных резьб для станков**
Construcția de mașini, 27 (1975) nr. 8, p. 426

ДК : 621.941 : 621.753 : 621 – 21
Верзеа, Д.: **Зависимость статической негибкости токарного станка SNA—400 от величины действией с посадками и момента сжимания стойки орудия.**
Construcția de mașini, 27 (1975) nr. 8, p. 431

ДК : 621.9.001.2
Гужа, Н.: **Несколько проблем в связи с исчислением хода станков.**
Construcția de mașini, 27 (1975) nr. 8, p. 434

CZ: 621.9.002

Stadiul actual și tendințele în dezvoltarea producției de mașini-unelte pe plan mondial și în țara noastră

Ing. Aurel **BĂNCILĂ** – Centrala industrială de mașini-unelte, mecanică fină și scule – București

Propulsoare de progres tehnic și economic, industria de mașini-unelte, ca subramură de bază a construcțiilor de mașini, se dezvoltă într-un ritm impetuos, nu numai cantitativ cît mai ales ca nivel tehnic și grad de automatizare. Urmărind elementele de bază ale acestei producții pe plan mondial, se desprind o serie de constatări și tendințe deosebit de semnificative. Astfel, cu toate fluctuațiile economice pe piețele internaționale, volumul producției mondiale de mașini-unelte a sporit an de an, cea mai importantă și semnificativă creștere înregistrîndu-se în 1973 față de 1972 (circa 25% pe total) de la circa 8,9 miliarde la 11,1 miliarde de dolari (tabelul 1).

Tabelul 1 – Producția mondială și schimburile de mașini-unelte în anii 1972–1973.

Tara	Producția în mil. $						Schimburi în mil. $			
	Total		Maș. așchiere		Maș. deformare		Export		Import	
	1972	1973	1972	1973	1972	1973	1972	1973	1972	1973
R.F.G.	1790,6	2118,7	1178,6	1416,3	612,0	702,4	1020,5	1346,3	218,2	213,8
S.U.A.	1639,7	2109,7	1098,4	1408,8	541,3	700,9	332,1	443,0	141,4	211,6
U.R.S.S.	1390,1	1698,0	1029,2	1260,0	360,9	438,0	116,1	142,0	390,1	478,0
Japonia	876,6	1408,0	666,2	1102,9	210,4	305,1	142,6	202,2	101,2	106,6
Italia	430,0	544,0	344,0	435,2	86,0	108,8	220,6	212,5	139,8	170,0
Anglia	424,4	504,0	282,9	340,8	141,5	163,2	196,2	210,5	119,4	153,8
Franța	408,0	475,0	306,0	344,2	102,0	131,6	129,1	178,9	237,7	268,2
R.D.G.	331,5	454,7	244,4	339,6	87,1	115,1	265,6	349,1	61,8	79,2
Elveția	252,6	315,2	214,7	267,9	37,9	47,3	202,1	247,6	70,0	92,1
Polonia	234,2	270,7	217,9	252,5	16,3	18,2	87,4	90,5	158,0	232,2
Cehoslovacia	250,0	255,0	205,0	208,0	45,0	47,0	138,0	140,0	68,0	70,0
Alte țări	845,7	949,4	609,1	677,2	236,6	272,2	393,8	469,0	880,3	967,8
Total producție mondială	8.873,4	11.103,2	6396,4	8053,4	2477,0	3049,8	3244,1	4031,6	2586,3	3098,3

În țările cu industrie dezvoltată această creștere se manifestă în special la mașini-unelte complexe și automatizate, în timp ce producția de mașini standard este în scădere. În R. F. Germania producția de mașini de rabotat și șepinguri de pildă scade de la 3770 de bucăți în anul 1970 pînă la 2174 de bucăți în anul 1973, iar producția de strunguri de la 14 530 de bucăți în 1970 la 12 557 de bucăți în 1973; în același timp însă producția de mașini de rectificat crește de la 48 152 de bucăți în 1970 la 56 235 de bucăți în 1973. Pe de altă parte, mașinile-unelte produse în ultimii ani sînt de o complexitate și un grad de automatizare mai ridicate, avînd și o valoare specifică superioară. Astfel, în R. F. Germania în anul 1970 s-au produs 226 808 mașini-unelte cu o valoare de 1 477 794 de dolari, iar în anul 1973 au numai 215 018 bucăți, cu o valoare de 2 173 120 de dolari. Tendința spre mașini-unelte cu grad ridicat de automatizare este ilustrată și de evoluția vînzărilor, respectiv a achizițiilor de mașini-unelte cu comandă numerică și automatizate; în Statele Unite s-a ajuns de la 1517 mașini de acest gen în 1964 la 3016 mașini în 1973.

Exprimînd amploarea dezvoltării industriei cît și a comerțului exterior, consumul de mașini-unelte rezultat din producție plus importuri și minus exporturile, stabilește o diferențiere între țări, strîns legată de potanțialul economic al fiecăreia. La nivelul anului 1973 cel mai mare consumator a fost Uniunea Sovietică, urmată de Statele Unite ale Americii, Japonia, R. F. Germania, Franța etc. (tabelul 2).

Tabelul 2 – Consumul mondial de mașini-unelte pentru anul 1973 (estimativ).

Tara	Producția	Plus importuri	Minus export	Consumul rezultat
R.F. Germania	2118,7	213,8	1346,3	986.2
S.U.A.	2109,7	211,6	443,0	1878,3
U.R.S.S.	1698,0	478,0	142,0	2034,0
Japonia	1408,0	106,0	202,2	1312,4
Italia	544,0	170,0	212,5	501,5
Anglia	504,0	153,8	210,5	447,3
Franța	475,8	263,2	178,9	560,1
R.D. Germană	454,7	79,2	349,1	184,8
Elveția	315,2	92,1	247,6	159,7
Polonia	270,7	232,2	90,5	412,4
Cehoslovacia	255,0	70,0	140,0	185,0
Total consum mondial	11.103,2	3038,3	4031,6	10.109,9

Din punct de vedere al nivelului tehnic și al soluțiilor adoptate pe plan internațional, se desprind următoarele elemente și tendințe principale;

— creșterea productivității la producția de serie mică și unicate, prin automatizarea operațiilor de așchiere și a operațiilor de control dimensional, folosind instalații de comandă numerică și instalații electronice de control activ;

— sporirea productivității la producția de serie mare, prin automatizarea tuturor operațiilor de prelucrare, a celor de transport și de pregătire și centrare a pieselor de prelucrat, a operațiilor de schimbare a sculelor și a operațiilor de control, folosind centre de prelucrare și linii elastice de fabricație (sisteme de mașini) pentru genuri de piese și game largi de tipodimensiuni;

— utilizarea calculatoarelor de proces pentru programarea şi comanda centrelor de prelucrare, a sistemelor de maşini şi a unor grupuri de maşini-unelte cu comandă numerică :

— înglobarea minicalculatoarelor în instalaţii de comandă numerică a maşinilor-unelte ;

— utilizarea vitezelor de lucru mărite, corelat cu creşterea rigidităţii maşinilor-unelte şi a performanţelor sculelor de aşchiere ;

— reducerea surselor de zgomot şi creşterea siguranţei în funcţionare ;

— aplicarea unor procedee noi de prelucrare, ca de exemplu : eroziunea electrică, eroziunea chimică etc., impuse de utilizarea materialelor cu rezistenţe şi durităţi ridicate ;

— utilizarea construcţiei sudate a batiurilor, a montanţilor etc., la maşinile-unelte mari şi în producţia de unicate şi serie mică.

Dintre realizările noi de maşini-unelte în ţările cu industrie dezvoltată sînt de reţinut următoarele :

— Maşini de rectificat cu viteze de tăiere de 60 — 100 m/s ; în mod experimental s-au obţinut şi viteze pînă la 200 m/s.

— Strunguri universale, maşini de rectificat şi maşini de frezat, cu comandă adaptivă.

— Centre de prelucrare cu schimbare automată a sculelor.

— Sisteme elastice de maşini comandate de calculatoare de proces, care de fapt sînt linii automate de prelucrare a unei game de piese similare, formate din maşini-unelte cu comandă numerică şi centre de prelucrare şi dotate cu instalaţii de transport, curăţire şi control automat al pieselor prelucrate.

Mergînd în pas cu transformările care au avut şi au loc pe plan internaţional, industria de maşini-unelte din ţara noastră s-a dezvoltat şi se dezvoltă intens şi în mod prioritar. Acest lucru este ilustrat pregnant de cîteva cifre. În anul 1960, cele cîteva întreprinderi existente fabricau o gamă restrînsă de tipodimensiuni de maşini-unelte universale : strunguri paralele, maşini de găurit, maşini de frezat, şepinguri ş.a. Prin construirea de noi capacităţi de producţie şi creşterea potenţialului de proiectare s-a trecut la asimilarea unor noi tipuri de maşini-unelte, de complexitate mai ridicată (strunguri carusel, maşini orizontale de alezat şi frezat ş.a.), realizînd la nivelul anului 1966 un volum de producţie mult sporit, într-o gamă lărgită de tipodimensiuni (circa 60).

Dezvoltarea industriei de maşini-unelte româneşti a continuat apoi într-un ritm şi mai accentuat. Astfel, în anul 1971 erau în fabricaţie 138 de tipodimensiuni de maşini-unelte, dintre care unele cu nivel tehnic şi complexitate ridicate, ca de exemplu maşini de frezat portale, maşini de rectificat de precizie, maşini de frezat de sculărie, strunguri carusel cu comandă secvenţială ş.a.

În cincinalul 1971 — 1975 amploarea realizărilor a crescut considerabil atît din punct de vedere cantitativ cît şi calitativ. Volumul producţiei realizat în 1973 a fost de 2,4 ori mai mare faţă de cel realizat în 1970, iar în 1975, acest raport va fi de peste 4 (fig. 1). Numărul de tipodimensiuni în fabricaţie în anul 1973 a fost de 165, iar în anul 1975 va fi de peste 250. Această perioadă este caracterizată în mod deosebit prin asimilarea şi punerea în fabricaţie a maşinilor-unelte cu comandă numerică şi cu instalaţii de afişare a cotelor, maşini care reprezintă o treaptă superioară de complexitate şi automatizare, menită să determine atît creşterea efectivă a productivităţii muncii, cît şi ridicarea nivelului tehnic al producţiei în industria construcţiilor de maşini. Efectul introducerii acestor maşini-unelte în întreprinderile constructoare de maşini, în comparaţie cu maşinile-unelte universale, se caracterizează prin : creşterea productivităţii de la 30 — 500% sporirea preciziei cu 50 — 100%, asigurarea unei precizii constante, şi deci a interschimbabilităţii pieselor prelucrate etc. Producţia şi utilizarea lor sînt legate de introducerea tehnicii de vîrf, respectiv a echipamentelor electronice de comandă, a instalaţiilor electrohidraulice, a sistemelor de programare prin benzi perforate ş.a.

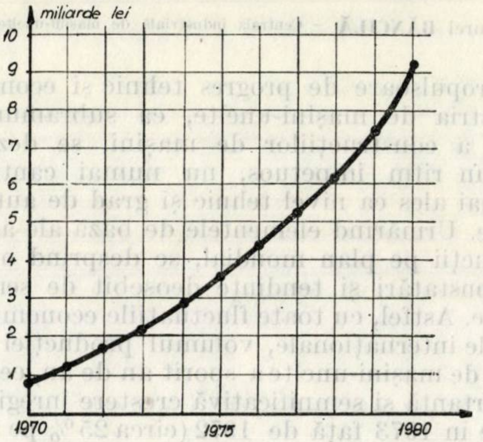


Fig. 1 — Producţia de maşini-unelte în România

Ponderea maşinilor-unelte noi în volumul total al producţiei de maşini-unelte a crescut de la an la an şi va creşte în continuare în ritm accelerat (fig. 2). Dinamica producţiei de

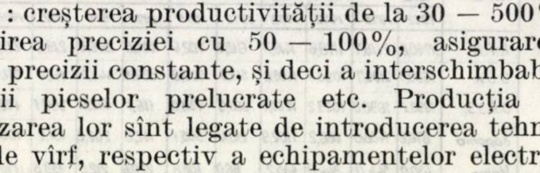


Fig. 2 — Dinamica fondului produselor noi şi modernizate în totalul producţiei de maşini-unelte în România

maşini-unelte cu comandă numerică în perioada 1971—1975, prevăzută în programul prioritar de dezvoltare a cercetării şi producţiei de maşini-unelte cu comandă numerică, cunoaşte o creştere puternică (fig. 3).

Tabelul 3 — Maşini-unelte cu comandă numerică şi automată vîndute în Statele Unite.

Anul	Nr. de maşini	Valoarea în mil.	
		Maşini cu NC (complete)	Instal. NC
1964	1517	105,5	29,2
1965	2100	159,3	43,9
1966	2939	240,1	56,5
1967	2957	284,9	69,4
1968	2917	353,8	81,2
1969	2376	293,9	70,2
1970	1901	208,0	50,1
1971	1238	153,2	36,0
1972	1630	170,1	42,3
1973	3016	264,6	—

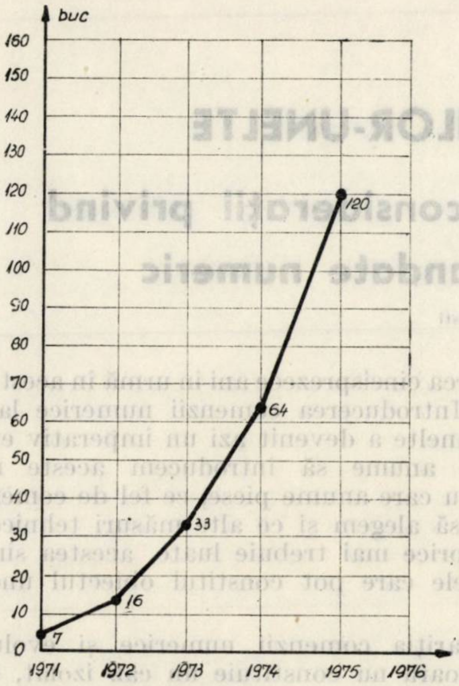


Fig. 3 — Dinamica producţiei de maşini-unelte cu comandă numerică în România

Cu toate realizările de seamă obţinute, constructorii de maşini-unelte din ţara noastră nu au făcut încă totul pentru a se ridica la nivelul cerinţelor economiei şi al sarcinilor prevăzute. Problemele care stau în faţa lor pentru a fi rezolvate au o amploare şi o importanţă deosebite, deoarece pe lîngă recuperarea rămînerilor în urmă ei trebuie să realizeze şi prevederile programului de dezvoltare a producţiei de maşini-unelte în perioada 1976—1980.

Principiile călăuzitoare ale dezvoltării viitoare a fabricaţiei de maşini-unelte sînt cuprinse în proiectele documentelor Congresului al XI-lea al Partidului Comunist Român. Ele au fost subliniate şi în cuvîntarea tovarăşului secretar general Nicolae Ceauşescu la consfătuirea din octombrie 1974 cu cadrele de specialişti din cercetare şi proiectare, cînd printre altele a spus: „Este necesară producerea unor maşini-unelte noi, de înalt randament, cu comandă program: trebuie să atacăm cu curaj producţia de maşini-unelte grele, deoarece lipsa lor constituie o piedică în dezvoltarea economiei naţionale”.

Dezvoltarea industriei construcţiilor de maşini în etapa viitoare reclamă introducerea unor tehnologii noi care să conducă la o creştere importantă a productivităţii muncii, la ridicarea gradului de precizie la prelucrarea pieselor şi la reducerea consumului de metal. Se preconizează extinderea pe scară largă a forjării de precizie, a procedeelor de deformare plastică (extrudere, ambutisare adîncă etc), a procedeelor neconvenţionale (electroeroziune, electrochimie etc), a prelucrării pe maşini de înaltă productivitate şi precizie la producţiile de serie mică, mijlocie şi mare (maşini-unelte cu comandă numerică, centre de prelucrare, sisteme elastice de maşini, maşini speciale, linii transfer etc), ş.a. Pornind de la aceste necesităţi, industria de maşini-unelte îşi va mări considerabil volumul producţiei, ajungînd ca în anul 1980 să fie de 2,7 ori mai mare decît în anul 1975 şi de circa 12 ori mai mare decît în anul 1972 (fig. 1). La nivelul anului 1980 vor fi în fabricaţie circa 480 de tipodimensiuni de maşini-unelte, iar cererile pe economia naţională vor fi acoperite în proporţie de 70—75%.

Dintre tipurile de maşini-unelte cu tehnicitate ridicată, prevăzute a fi asimilate şi fabricate în etapa viitoare, se menţionează:

— maşini-unelte cu comandă numerică sau comandă adaptivă, echipate cu instalaţii de alimentare automate şi control activ;
— centre de prelucrare cu schimbare automată a sculelor;
— sisteme elastice de maşini cu comandă numerică, comandată cu calculatoare de proces;
— maşini-unelte grele, de performanţă, cu sau fără instalaţii de afişare a cotei;
— prese mecanice de 100—400 tf
600—2000 tf.

În perioada 1976—1980 vor fi asimilate şi modernizate circa 350 de tipodimensiuni de maşini-unelte.

Aşa cum rezultă din cele prezentate, programul de dezvoltare este amplu şi cuprinde majoritatea tipurilor de maşini-unelte existente sau dezvoltate pe plan internaţional. Realizarea lui reclamă un efort important în toate sectoarele de activitate şi în special în cele de cercetare şi proiectare. Se prevede că circa 75% din numărul produselor noi să fie asimilate prin efort propriu de cercetare şi proiectare, circa 15% prin cooperare cu firme de prestigiu din străinătate şi circa 10% prin achiziţionare de licenţe. Aşadar, un prim aspect care merită reţinut este faptul că în viitorul apropiat va creşte mult aportul cercetării proprii, că vor fi valorificate într-un grad mai înalt inteligenţa şi experienţa cadrelor noastre tehnice, fapt ce se va reflecta pozitiv asupra eficienţei economice a unităţilor constructoare de maşini şi a reducerii unor importante fonduri valutare.

Un alt aspect ce merită relevat este faptul că se pune un mare accent pe asimilarea fabricaţiei unor tipuri de maşini-unelte prin cooperarea cu firme de specialitate din străinătate, deoarece această soluţie conduce la scurtarea ciclului de asimilare, la realizarea unui export cert şi la siguranţa că partenerul este cointeresat ca produsele să fie menţinute la nivelul calitativ competitiv. Pînă în prezent au fost asimilate 12 tipodimensiuni noi de maşini-unelte prin contractarea unor acţiuni de cooperare externă, care asigură un export de peste 200 milioane de lei valută.

Lucrările de cercetare, proiectare şi pregătire a fabricaţiei tuturor maşinilor-unelte noi cuprinse în programul de dezvoltare şi asimilare pe perioada 1976–1980 reclamă o creştere importantă a activităţii institutului de cercetare şi proiectare de maşini-unelte şi a sectoarelor de cercetare, proiectare şi pregătire tehnologică din întreprinderi. În vederea realizării acestui vast program sînt prevăzute măsuri de creştere a capacităţii de cercetare şi proiectare, prin înfiinţarea de filiale ale institutului de cercetare şi proiectare de maşini-unelte pe lîngă principalele întreprinderi de maşini-unelte şi prin dezvoltarea colaborării cu instituţiile de învăţămînt superior la rezolvarea unor probleme complexe cu caracter teoretic şi aplicativ. Se poate trage deci concluzia că avem toate condiţiile pentru ridicarea producţiei de maşini-unelte româneşti la un nivel comparativ cu ţările care au industrie dezvoltată.

◆

CZ : 621.9 : 621–52.001.6

COMANDA NUMERICĂ A MAŞINILOR-UNELTE

Partea I: Stadiul actual şi unele consideraţii privind introducerea maşinilor-unelte comandate numeric

Ing. Gh. **BAŞTIUREA** – Institutul de proiectări pentru automatizare (IPA) – Bucureşti

1. Introducere

Evoluţia tehnică în domeniul construcţiilor de maşini a cunoscut odată cu primii ani ai celei de-a doua jumătăţi a secolului nostru un salt calitativ deosebit de important, marcat prin introducerea comenzii numerice după program ca mijloc de conducere automată a maşinilor-unelte. Fără a mai arăta istoria binecunoscută a împrejurărilor în care această tehnică nouă a fost creată şi s-a dezvoltat, este de menţionat numai faptul că ea a apărut ca o necesitate şi nu ca o modă sau mijloc de reclamă în favoarea desfacerii pe piaţă a maşinilor-unelte. Necesitatea prelucrării unor piese cu profile complicate a condus la apariţia acestei noi tehnici, care astăzi se prezintă bineînţeles într-un stadiu mult perfecţionat şi în corelare cu necesităţile directe reclamate în special de industria prelucrătoare contemporană din aproape toate sectoarele industriale. Introducerea comenzii numerice în industrie cunoaşte astăzi o evoluţie spectaculoasă în toată lumea industrială. Problemele care se pun acum diferă într-o oarecare măsură de cele care se puneau cu circa cincisprezece ani în urmă în acest domeniu. Introducerea comenzii numerice la maşinile-unelte a devenit azi un imperativ evident. Unde anume să introducem aceste maşini, pentru care anume piese, ce fel de comenzi trebuie să alegem şi ce alte măsuri tehnico-organizatorice mai trebuie luate, acestea sînt problemele care pot constitui obiectul unor discuţii.

Apariţia comenzii numerice şi evoluţia ei ulterioară nu constituie un caz izolat, ci evenimente care se înscriu în progresul tehnic marcat de anii de după cel de-al doilea război mondial, progres caracterizat îndeosebi prin introducerea pe scară tot mai largă a automatizării proceselor industriale în ansamblu. Mentalitatea în ce priveşte introducerea comenzilor numerice s-a format şi dezvoltat şi ea în contextul arătat, care a favorizat preocupările în acest sens.

Pentru un anumit stadiu de organizare a producţiei într-o întreprindere şi respectiv pentru un grad ridicat de eficienţă a acesteia, comanda numerică a devenit azi un mijloc de producţie tot atît de necesar în anumite utilizări ca şi maşina convenţională însăşi. Progresele înregistrate în domeniul introducerii comenzii numerice reflectă cu prisosinţă utilitatea acestei tehnici. Desigur că se poate face producţie şi fără comandă numerică, şi mai există astăzi în lume încă multe întreprinderi de acest fel. Totuşi, atenţia şi preocupările noastre trebuie îndreptate spre ceea ce este nou şi progres, spre ceea ce aduce avantaje tehnico-economice şi nu spre conservatorism şi idei retrograde. Dacă vrem să producem mai mult şi mai bine trebuie să introducem noul în industrie, iar prin aceasta înţelegem utilaje şi instalaţii moderne, precum şi unele măsuri tehnico-organizatorice care rezultă în consecinţă. O bună organizare, chiar cu mijloace convenţionale de producţie, poate duce de multe ori la rezultate mai bune decît dotarea cu utilaje moderne grefată pe metode organizatorice învechite. Rezultate optime se obţin numai prin îmbinarea armonioasă a dotării cu utilaje moderne, de mare productivitate, cu măsurile organizatorice necesare punerii în evidenţă a avantajelor pe care le oferă plusul de investigaţii efectuat.

Introducerea comenzii numerice ca mijloc de automatizare a maşinilor-unelte, alături de progresele realizate în alte domenii ale tehnicii, a creat condiţii pentru o dezvoltare şi o perfecţionare continue ale automatizării maşinilor-unelte. Astfel, maşinile-unelte cunosc astăzi niveluri de automatizare care depăşesc stadiul unor dotări aşa-numite convenţionale, cu instalaţii de comandă numerică, creînd condiţii pentru trecerea la automatizarea complexă a acestora. Este vorba de realizarea unor instalaţii de maşini conduse prin calculator, cunoscute şi sub denumirea de ,,conducerea prin calculator a unui grup de maşini'' şi respectiv introducerea ,,comenzilor adaptive'' ca mijloc de utilizare intensivă a maşinilor.

Conducerea prin calculator a unui grup de maşini comandate numeric reprezintă o treaptă nouă în conceptul conducerii numerice a maşinilor-unelte şi anume asigurarea nu numai a conducerii proprii fiecărei maşini, ci şi a conducerii grupului de maşini, adică a corelării activităţii de conducere între maşini [1]. În acest fel se creează o singură unitate sub conceptul conducerii, ansamblul fiind format din mai multe maşini alese şi grupate după o anumită logică. Numărul şi diversitatea maşinilor care formează grupul sau instalaţia de prelucrare — practic adaptabil la soluţia impusă de necesităţile tehnologice — precum şi posibilitatea adaptării instalaţiei de la o piesă la alta prin programul introdus în calculator, creează o flexibilitate a instalaţiei deosebit de avantajoasă în cazul seriilor mici şi mijlocii. Binecunoscutele centre de prelucrare, unităţi cu posibilităţi tehnologice relativ limitate, au în acest fel un concurent mult mai evoluat prin instalaţiile de prelucrare conduse de calculator, instalaţii care pot răspunde la un număr mult mai ridicat de probleme care se pun uneori în producţie.

Comanda adaptivă a maşinilor-unelte şi-a găsit aplicare în special la maşinile comandate numeric, deoarece în acest caz posibilităţile acestor maşini pot pune mai bine în evidenţă avantajele instalaţiilor respective. Aceste comenzi reprezintă un mijloc eficace de a exploata intensiv maşinile, pînă în prezent o aplicaţie mai răspîndită cunoscînd comenzile adaptive la valori limită (ACC — Adaptive Control Constraint), care asigură mersul maşinii şi reglarea diferiţilor parametri în favoarea menţinerii constante a unui singur parametru la o valoare dinainte stabilită, de exemplu reglarea la forţă de aşchiere constantă sau la cuplu constant etc. Se obţin în acest fel timpi de prelucrare mult mai mici la operaţiile de degroşare, practic o anumită independenţă a programului piesei de adaosurile de prelucrare şi respectiv o importantă simplificare a programelor piesei (care iau în considerare numai dimensiunile finite ale acesteia) şi o reducere în consecinţă a timpului de elaborare a programului [1].

În aceste condiţii în care nivelul şi preocupările actuale privind automatizarea maşinilor-unelte cunoaşte trepte foarte înalte desigur că introducerea comenzilor numerice începe să capete un caracter oarecum banal. Dacă ne referim deci numai la introducerea comenzii numerice în dotarea maşinilor-unelte şi a inerţiei care mai există în acest sens atît în rîndul unor fabricanţi de maşini cît şi în rîndul anumitor utilizatori ai acestora, se poate deduce cu uşurinţă că lipsa de interes care se manifestă în unele cercuri se bazează în principal pe următoarele aspecte :

— Necunoaşterea sau altfel exprimat lipsa unui bagaj minim de cunoştinţe în ce priveşte **comanda numerică ca** mijloc de conducere automată a maşinilor-unelte apare ca unul din principalele obstacole. Necunoaşterea, manifestată atît de viitorii beneficiari de maşini-unelte cît şi de fabricanţi de maşini, devine cu atît mai periculoasă cînd apare ca o greşită înţelegere a unor noţiuni de bază şi a ceea ce constituie fondul problemei introducerii comenzii numerice la conducerea maşinilor-unelte.

— Necesitatea introducerii în uzina proprie a unei specialităţi noi şi anume programarea. Această specialitate nouă sperie desigur numai pe cei care nu cunosc ce înseamnă un program şi cum poate fi executată o bandă perforată pe de o parte şi cît de uşor poate fi însuşită această specialitate la nivelul unei programări manuale pe de altă parte. Deci în ultimă instanţă şi în acest domeniu se manifestă aceeaşi **necunoaştere** a problemelor.

— Mărirea costului maşinii-unelte dotate cu instalaţia de comandă numerică, ceea ce atrage după sine un consum mai mare de fonduri de investiţii, care nu poate fi justificat decît în măsura în care maşina este utilizată la posibilităţile reale pe care ea le oferă. Această problemă poate fi rezolvată numai prin cunoaştere, adică primul aspect menţionat.

— Teama manifestată de unii beneficiari pentru introducerea în dotarea uzinelor proprii a unor maşini echipate cu instalaţii de comandă de o complexitate relativ ridicată, cu specific electronic, care specific nu există totdeauna în rîndul personalului de întreținere al uzinelor.

Toate aceste aspecte își pot găsi însă rezolvarea prin următoarele mijloace:

— Instruirea organizată atît a beneficiarilor cît și a producătorilor de mașini-unelte posibilităților oferite de comanda numerică. Această instruire trebuie extinsă și asupra celorlalte cadre cu putere de decizie, din afara unităților respective care sînt uneori puse în situația de a lua hotărîri care afectează problema comenzii numerice.

— Formarea cadrelor de specialiști necesari industriei, atît pentru introducerea mașinilor-unelte cu comandă numerică cît și pentru exploatarea acestora. O contribuție însemnată în această direcție poate fi adusă de învățămîntul tehnic universitar ca și de cel mediu, prin programele anuale de învățămînt.

— Depistarea locurilor unde se justifică introducerea comenzii numerice în industrie și crearea condițiilor organizatorice pentru introducerea și exploatarea mașinilor cu astfel de comenzi.

— Organizarea în mod corespunzător a activității de **service** din partea fabricantului de echipamente de comandă numerică.

Pentru promovarea ideii introducerii mașinilor-unelte comandate numeric trebuie să pornim de la premisa că o opinie favorabilă în acest sens poate și trebuie să fie creată. Mașinile-unelte comandate numeric nu trebuie să fie impuse beneficiarilor, deoarece pînă la urmă știm foarte bine că orice mașină de acest fel poate fi utilizată și ca mașină convențională. Beneficiarii trebuie aduși la nivelul de a cere ei înșiși asemenea mașini, convinși fiind de utilitatea lor. Ca primă etapă însă, pînă ce aceștia vor ajunge să dobîndească o experiență proprie în domeniul comenzii numerice, este necesar ca să li se dea posibilitatea de a se documenta pe o cale simplă și ușor accesibilă, iar în acest sens revista ,,Construcția de mașini'' poate avea un rol foarte important.

Pentru atingerea acestui țel, considerăm că primele elemente pe care trebuie să le cunoască cititorul sînt anumite date și opinii referitoare la experiența unor țări industriale în domeniul introducerii comenzii numerice după program în dotarea mașinilor-unelte.

2. Unele aspecte privind producția și parcul de mașini-unelte comandate numeric

După cum am mai arătat, introducerea comenzii numerice în dotarea mașinilor-unelte cunoaște astăzi o dinamică foarte accentuată și în țările de pe continentul nostru. Modul în care s-a dezvoltat această acțiune în diferite țări se poate spune că este diferit, motiv pentru care nu se poate afirma că s-a găsit o formulă generală valabilă pentru justificarea respectiv impulsionarea introducerii comenzii numerice în orice țară și în orice întreprindere. De exemplu, condițiile din Statele Unite sînt diferite de cele din Europa, cele din R F Germania diferă de cele din Italia [2], cele dintr-o întreprindere mare diferă într-o oarecare măsură de cele dintr-una mică. Fără a avea deci drept scop recomandarea de a copia cele ce au făcut alții în țara lor, în cele ce urmează se vor analiza unele aspecte legate de experiența în ce privește introducerea comenzii numerice în unele țări, analiză care se limitează la datele oferite de literatura de specialitate în acest domeniu. Scopul rămîne cel de a ne forma o idee asupra modului în care se pune problema în acest domeniu în lumea industrială și în stadiul actual. S-a arătat mai înainte că introducerea comenzii numerice în echiparea mașinilor-unelte reclamă un plus de investiție, care poate fi admis numai în măsura în care există o justificare tehnico-economică. Costul echipamentelor de comandă numerică este relativ ridicat, iar calcule amănunțite și exacte în ce privește eficiența introducerii lor pe mașini este foarte greu de făcut, din cauza contribuției diferite pe care o pot avea factorii care iau parte la ceea ce numim **eficiență tehnico-economică**, cînd vorbim de întreprinderi diferite, de locuri diferite de lucru din aceeași unitate, de piese diferite, de cantitatea de piese care trebuie executate, de complexitatea acestora, de calificarea muncitorilor și de posibilitățile de recrutare a forței de muncă etc. Mult timp justificarea greoaie a avantajelor economice pe care le aduce comanda numerică a constituit o frînă în evoluția acestei tehnici. De exemplu, începuturile introducerii comenzii numerice în Europa cunoaște un decalaj de aproape zece ani față de Statele Unite, și chiar și în această țară în care s-a născut comanda numerică ritmul introducerii ei a fost destul de lent pînă în jurul anului 1960. Și acolo au existat unele bariere, din care un rol preponderent l-a jucat cea mai economică. În momentul în care însă se poate vorbi de o oarecare experiență în domeniul utilizării comenzii numerice, precum și de o mișcare a contului echipamentelor și o mărire a siguranței în funcționare datorită progreselor realizate în tehnica circuitelor de comutație statică, beneficiarii au început să capete mai mare încredere în aceste echipamente și să găsească și justificări economice pentru introducerea lor. De multe ori experiența și rezultatele obținute într-o perioadă mai mare de timp cu introducerea unei tehnici noi sînt mai convingătoare decît calculele incomplete de eficiență făcute la un moment dat. Toate acestea au făcut ca în jurul anului 1960 tehnica comenzii numerice a mașinilor-unelte să cunoască dezvoltări demne de luat în considerare. În acest sens în Europa s-a căutat la început să se introducă comanda numerică pe mașini convenționale, care însă nu au putut pune în evidență avantajele acestor instalații, datorită posibilităților reduse ale mașinilor în comparație cu costul relativ ridicat al echipamentelor, în special în acea perioadă. Numai economia de timp obţinută la prelucrarea unei piese de exemplu nu poate justifica efortul financiar suplimentar pentru dotarea maşinii cu comandă numerică. Din acest motiv au apărut structuri noi de maşini, în măsură să pună în evidenţă avantajele comenzii numerice după program, iar existenţa comenzii numerice a creat condiţii pentru dezvoltarea unor maşini cu funcţii şi posibilităţi multiple, pe care tehnica convenţională de comandă nu a putut să le creeze. Asistăm astfel la ceea ce numim astăzi maşini-unelte cu comandă numerică. Producţia acestor maşini cunoaşte în lumea industrială creşteri relativ mari, justificate prin cerinţele pieţii. Pe de altă parte, de la un an la altul atît fabricanţii de maşini cît şi cei de echipamente de comandă vin cu noi perfecţionări şi noi tipuri de produse.

Pe baza unor surse de informaţii [3, 4, 5, 6, 7, 8] parcul de maşini-unelte cu comandă numerică în cîteva ţări industriale a cunoscut evoluţia din tabelul 1. Se vede cum creşterile cele mai substanţiale au fost înregistrate în Statele Unite, dar şi în alte ţări cum ar fi Anglia, Japonia, R. F. Germania. Din maşinile fabricate în Statele Unite în 1970, valoarea celor cu comandă numerică au reprezentat 17%, iar estimaţiile pentru anul 1975 arată că în această ţară vînzările de maşini-unelte cu comandă numerică vor reprezenta 35% din totalul maşinilor [5].

Ca structură, pe tipuri de maşini, parcul de maşini-unelte cu comandă numerică în Franţa, la nivelul anului 1972, a fost conform cu tabelul 2 [4,9]. O pondere importantă se vede că a revenit maşinilor de găurit, maşinilor de frezat şi strungurilor.

Tabelul 1

Parcul de maşini-unelte cu comandă numerică în unele ţări industriale

Anul	SUA	Anglia	RFG	Franţa	Italia	Suedia	Japonia
1959	230						
1960	400						
1961	700						
1962	1 300						
1963	2 300	260					
1964	3 600	370					
1965	5 000	520		300			
1966	6 900	750	800	350			
1967	9 200	1 050	950	450	160		
1968	13 500	1 500	1 100	580	350	240	500
1969	17 500	2 200	2 150	750	510	—	1 400
1970	25 000	3 500	3 100	1050	650	650	3 580
1971	32 000	—	—	1360	—	—	7 300
1972	40 000	4 000	—	1550	1 512	—	—
1973	—	—	3 500	—	—	—	—
1975 (previziuni)	—	7 000	8 000	3000	—	—	16 000

Din repartiţia parcului de maşini-unelte cu comandă numerică pe diferite ramuri industriale (tabelul 2) [4, 9] se vede că în Franţa industriile cu specific mecanic şi de aeronautică au ocupat primele locuri.

Tabelul 2

Repartiţia procentuală a parcului de maşini-unelte cu comandă numerică între diferitele tipuri de maşini şi respectiv sectoare industriale în Franţa la nivelul anului 1972.

1. Principalele tipuri de maşini	1968	1972
— Maşini de găurit	29	23
— Maşini de alezat	7,5	7
— Maşini de frezat	29	35
— Maşini cu cap revolver şi schimbător	8	9,5
— Strunguri	14	16
— Alte maşini	12,5	9,5
2. Principalele sectoare industriale		
— Armament	11	9
— Aeronautică	27	24
— Construcţii de maşini-unelte	14	8
— Automobile	15	9
— Ind. mecanică	24	38
— Ind. electrică	9	8
— Diverse	—	4

Dotarea industriei cu maşini comandate numeric a devenit în Franţa o acţiune susţinută de stat, în sensul că un număr de o sută de maşini au fost puse la dispoziţia întreprinderilor mici şi mijlocii în condiţii avantajoase pentru o perioadă de probă de doi ani, timp în care acestea au prilejul să se convingă de avantajul introducerii comenzii numerice la maşini-unelte [10]. O parte din costul investiţiei este suportat din fondurile statului, iar efortul financiar suplimentar al întreprinderilor care urmează să primească aceste maşini este minim [10]. Acceptînd diferenţele dintre diferitele surse de informare în ce priveşte parcul de maşini cu comandă numerică din unele ţări, dotarea mondială cu maşini cu comandă numerică la nivelul anului 1970 s-a prezentat după cum urmează [11]:

Total maşini-unelte cu comandă numerică: circa 40 000 de unităţi din care:

în Statele Unite	20 000 de unităţi
în Europa de vest	10 000 de unităţi
în Europa de est	5 000 de unităţi
în Japonia	5 000 de unităţi

Parcul de maşini-unelte în bucăţi pe un milion de locuitori în cîteva ţări industriale, tot la nivelul anului 1970, s-a prezentat în modul următor [11].

Franţa	19
R. F. Germania	58
Suedia	60
Anglia	68
Statele Unite	142

Cifrele arătate mai sus, comparate cu începutul relativ timid al acestui domeniu, arată cu cîtă seriozitate se pune problema în principalele ţări industriale ale lumii şi respectiv cît de repede a cucerit piaţa comanda numerică. Fără a face alte calcule, dar privind realitatea în faţă cu tot simţul de răspundere, ne putem da seama că introducerea comenzii numerice în dotarea maşinilor-unelte reprezintă o problemă majoră a zilelor noastre, căreia trebuie să-i acordăm atenţia cuvenită.

3. Asupra evoluţiei domeniului comenzii numerice

Dezvoltarea comenzii numerice a fost direct influenţată de progresele tehnologice în realizarea circuitelor de comutaţie statică. Aceste progrese, stimulate în mod deosebit de tehnica calculatoarelor electronice, au condus la existenţa în momentul de faţă a domeniului microelectronicii, domeniu într-o evoluţie ascendentă spectaculoasă. Ne-am obişnuit să vorbim de aplicarea circuitelor integrate de tip MSI (Medium Scale Integration) şi LSI (Large Scale Integration), precum şi de domeniile largi de aplicabilitate pe care acestea le oferă [12]. Pînă să se ajungă în acest stadiu drumul a fost destul de lung, dar străbătut într-un timp relativ redus. Din anul 1960, pe care l-am ales ca an de început a introducerii industriale a comenzii numerice şi respectiv pînă în prezent, comanda numerică a trecut prin mai multe generaţii care se diferenţiază între ele în special prin tehnologia de execuţie. Astfel, sînt cunoscute următoarele generaţii :

— Generaţia I, a circuitelor logice realizate cu componente electronice cu germaniu.

— Generaţia a II-a, a circuitelor logice realizate cu componente electronice cu siliciu.

— Generaţia a III-a, a circuitelor integrate de tip SSI (Small Scale Integration) şi MSI.

— Generaţia a IV-a, a introducerii calculatoarelor în comanda maşinilor, fie în varianta DNC fie în varianta CNC, şi concomitent introducerea circuitelor integrate LSI.

Rezultă deci că în decurs de circa cincisprezece ani s-au perindat patru generaţii în tehnologia de execuţie a echipamentelor de comandă numerică, ultima generaţie introducînd inovaţii de fond şi în concepţia acestora. Rezultă deci că uzura morală medie a unei generaţii în acest interval de timp a fost de circa patru ani. Pe de altă parte, uzura morală medie a unei anumite concepţii a firmelor producătoare de echipamente de comandă numerică este tot de circa patru ani, situaţiile în care anumite serii de echipamente s-au menţinut pe piaţă timpi mai mari de pînă la circa cinci ani fiind rare. Această evoluţie foarte rapidă a domeniului comenzii numerice pune în faţa producătorilor probleme foarte grele. În momentul în care un fabricant de echipamente de comandă numerică a ieşit pe piaţă cu o anumită concepţie, pe planşetele serviciilor de elaborare trebuie să se găsească deja schiţată noua serie care va intra în fabricaţie peste circa patru ani. La asemenea ritmuri de dezvoltare a concepţiei în acest domeniu desigur că pot face faţă numai producătorii care dispun de un potenţial ridicat în compartimentele de cercetare şi sînt organizaţii pentru utilizarea eficientă a potenţialului respectiv. Acesta este şi motivul pentru care la unii producători se observă în anumite perioade rămîneri în urmă care-i pune în dificultate pe piaţa concurenţei. Datorită acestor aspecte comanda numerică a maşinilor-unelte reprezintă pe de altă parte un domeniu în care cumpărarea de licenţe pentru anumite tipuri de echipamente nu duce la rezolvarea problemei, deoarece timpul necesar pentru tratarea licenţei, contractarea ei şi respectiv asimilarea produselor în fabricaţie este de circa doi — trei ani, timp care se apropie de cel dat de uzura morală a unei serii de echipamente. Singura cale în varianta cumpărării concepţiei de la un alt producător, cu posibilităţi superioare în domeniul dezvoltării, este încheierea de contracte pe termen lung, pe domeniu şi nu pe tipuri concrete de echipamente.

În ce priveşte evoluţia comenzii numerice în viitor este foarte riscant să se facă prognoze, iar evoluţia de pînă acum reprezintă o lecţie foarte bună pentru cei ce fac prognoză în acest domeniu. Este suficient să ne întoarcem cu zece ani în urmă şi anume în anii 1964 — 1865 şi să ne amintim ce presupuneri se făceau referitor la dezvoltarea domeniului. Nimeni nu ar fi putut să se gîndească nici măcar la un stadiu apropiat celui din zilele noastre, tot aşa cum nici noi nu ne putem gîndi la nivelul care va fi atins de exemplu în anul 1985. Greutatea cea mai mare sau mai precis sursa de surprize ne este oferită în primul rînd de dezvoltarea în viitor a tehnologiilor de concentrare sau de integrare a schemelor logice. Aceste perfecţionări pot duce la un asemenea nivel de integrare încît tot echipamentul de comandă numerică, într-o versiune standardizată, să se rezume la combinarea cîtorva circuite integrate, din care fiecare să conţină cîte una sau mai multe funcţii, partea specifică a echipamentului rămînînd în cel mai rău caz cea de introducere a datelor. Pentru viitorul apropiat se desprinde totuşi o tendinţă spre sistemele CNC bazate pe microcalculatoare şi un pachet de programe prestabilit. Trebuie să existe şi aici o anumită prudenţă în prognoză, deoarece odată cu apariţia primelor sisteme CNC bazate pe minicalculatoare s-a crezut că acestea vor înlocui în măsură tot mai mare sistemele NC convenţionale de comandă. Însă la timpul respectiv progresele marcate în domeniul integrării circuitelor, care au dus la apariţia acestor sisteme de comandă numerică la un preț competitiv pe piață, au condus în același timp și la ieftinirea echipamentelor NC convenționale, astfel încît sistemele CNC bazate pe minicalculatoare au ajuns să se desfacă greu pe piață din punctul de vedere al prețului, cel puțin în Europa. Nu se știe încă modul cum va evolua concurența între sistemele CNC ale zilei de miine și sistemele NC din aceeași perioadă de timp. Trebuie să avem în vedere tot timpul că această tehnică a comenzii numerice are totuși o pondere destul de importantă în prețul mașinii cu comandă numerică, iar clientului nu-i este indiferent acest plus de investiție, Iată cum aspectul economic își spune și aici cuvîntul.

4. Concluzii

Comanda numerică a mașinilor-unelte reprezintă un mijloc de automatizare a mașinilor, care a căpătat o răspîndire demnă de avantajele pe care le oferă. Nivelul de automatizare a mașinilor-unelte este astăzi mult superior conducerii după program prin echipamente de comandă numerică, devenite convenționale, și anume include utilizarea conducerii centralizate în grup a mașinilor-unelte cu comandă numerică în sistem DNC, utilizarea unităților de calcul miniatură în structura echipamentelor de comandă numerică, în sistem CNC, ca și aplicarea comenzii adaptive pentru exploatarea intensivă a mașinilor, în special în sistem ACC. Totuși, în aceste condiții, în anumite cercuri problema avantajelor tehnico-economice ale comenzii numerice nu este suficient de bine stăpînită, ceea ce duce la frînarea dezvoltării domeniului, cu consecințele economice care derivă în mod natural. Depășirea aceste etape nu poate fi făcută decît prin instruirea organizată a tuturor celor care iau parte la realizarea obiectivului propus. Stadiul actual și perspectivele apropiate ale domeniului comenzii numerice oferă largi posibilități ridicării nivelului de automatizare a mașinilor-unelte pe o treaptă calitativ superioară. Acest nivel de dezvoltare a comenzii numerice este datorit în primul rînd progreselor realizate în domeniul microelectronicii, de unde sînt de așteptat încă multe surprize.

BIBLIOGRAFIE

1. *Widl. G.* — DNC — CNC. Die vierte Generation numerischer Stéuerungen. Werkst. u. Betrieb 104 (1971), 8 (aug), 550—558.
2. *Schulz, H.* — Analyse eines Marktes für NC-Bearbeitungszentren. În: Werkst. u. Betrieb 103 (1970), 1 (ian), 11—12.
3. *Stöckmann, P., Küster., W.* — NC-Drehmaschinen in der Praxis. Eine Auswertung von Kundenerfahrungen. In: Werkst. u. Betrieb 103 (1970), 1 (ian.), 7—10.
4. *Cardon, M.* — La commande numérique pour tous. In: Machine-outil 296 (1973, avril), 145—151.
5. *Smith, D. N.,* — La commande numérique aux USA hier, aujourd'hui et demain. In: Automatisme XVI (1971), 6—7 (iunie — iulie), 313—319.
6. *Bernheim, J.* — Pour un développement de la commande numérique en France In: Automatisme XVII (1972), 11 (nov.), 380... 385.
7. *Defaux, M.* — CN: une bonne initiative. In: Machine moderne 781 (1974, avril), 9.
8. *Kuhnert. H., Winkler H. H.,* — Numerisch gesteuerte Werkzeugmaschinen für die Werkstatt. In: Werkst. u. Betrieb 107 (1974), 12 (dec), 759—763.
9. * * * — Commande numérique, un palier inquiétant. In: L'Usine nouvelle 1971, 36 (9 sept.), 43.
10. * * * — Machines-outils: plan d'aide pour la commande numérique. In: Le Figaro, 27 aprilie, 1972.
11. *Farracque J. C.* — Succès pour l'opération ,,cent machines''. In: l'Usine nouvelle, 1972, 43 (26 oct.), 49 ... 50.
12. *Röss, D.* — Mit Digitaltechnik und LSI zu neuen Konzepten. In: Electronik 23 (1974), 11 (nov.), 401.
13. *Carter, W.* — Entwickunsgstendenzen in der numerischen Steuerungstechnik. In: Werkst. u. Betrieb 105 (1972), 5 (mai), 385—389.

CZ: 621.9 : 621.52.001.6

COMANDA NUMERICĂ A MAȘINILOR-UNELTE

Partea a II-a: Probleme ale introducerii mașinilor-unelte cu comandă numerică

Ing. Gh. **BAȘTIUREA** — IPA — București

1. Introducere

În partea I a temei ,,Comanda numerică a mașinilor-unelte" [1] s-au prezentat succint preocupările existente în domeniul introducerii comenzii numerice la mașini-unelte și în cel al automatizării complexe a acestora, adică introducerea calculatoarelor pentru conducerea centralizată în grup precum și utilizarea comenzilor adaptive ca mijloc de exploatare intensivă a mașinilor. Dat fiind interesul mare existent în lumea industrială pentru introducerea comenzii numerice la mașini-unelte [2], în acest articol se vor prezenta unele aspecte legate de influența principalilor factori care pot determina luarea unei decizii în favoarea mașinilor-unelte cu comandă numerică. Premisa de la care pornim este că toate criteriile trebuie să conducă la decizii în deplină concordanţă cu necesităţile obiective ale locului unde se pune problema introducerii unei maşini-unelte cu comandă numerică. Trebuie evitată în orice caz copierea experienţei unor beneficiari, fără a face analiza condiţiilor concrete de lucru ale maşinilor, în scopul utilizării lor la parametrii tehnico-economici cît mai ridicaţi.

2. Influenţa mărimii întreprinderilor

În perioada introducerii maşinilor-unelte cu comandă numerică în dotarea unei întreprinderi şi în special pentru primele se pune problema în ce măsură posibilităţile financiare ale întreprinderii influenţează adoptarea acestei tehnici. Punerea problemei din acest punct de vedere se datoreşte faptului că o maşină-unealtă cu comandă numerică este mai scumpă decît o maşină convenţională. Pentru clarificarea acestui aspect vom analiza două situaţii din două ţări europene, şi anume din Italia şi din R. F. Germania, într-o perioadă semnificativă pentru campania dusă în aceste ţări în favoarea introducerii comenzii numerice, şi anume anul 1969. Parcul maşinilor cu comandă numerică în acest an, în cele două ţări, a fost de 2150 de unităţi în R. F. Germania şi de 510 unităţi în Italia [1].

Analiza efectuată în Italia [3] a fost axată mai mult pe structura întreprinderilor mici, cu mai puţin de cinci sute de salariaţi, care la acea dată totalizau mai mult de jumătate din numărul total al întreprinderilor posesoare de maşini-unelte cu comandă numerică, şi anume 57%. Sub formă grafică situaţia este arătată în figura 1, unde s-a reprezentat ponderea mărimii întreprinderilor dotate cu maşini unelte cu comandă numerică în funcţie de mărimea întreprinderilor ca număr de salariaţi. Trebuie reţinut faptul că întreprinderi foarte mici, şi anume cu mai puţin de douăzeci de salariaţi, au găsit suficiente avantaje în introducerea maşinilor-unelte cu comandă numerică.

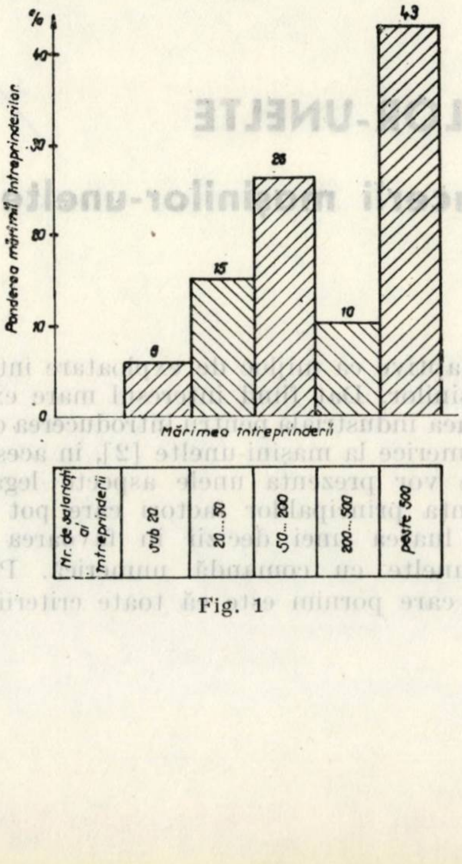


Fig. 1

Cel de-al doilea exemplu se referă la situaţia din R. F. Germania. Pe baza datelor existente [4] s-a întocmit graficul din figura 2, care arată în procente dotarea medie cu maşini-unelte cu comandă numerică a întreprinderilor în funcţie de mărimea acestora ca număr de salariaţi. Din analiza acestui grafic se desprinde clar tendinţa care a existat în R. F. Germania în perioada analizată, şi anume de introducere a maşinilor-unelte cu comandă numerică practic în toate întreprinderile şi mai ales în cele mari.

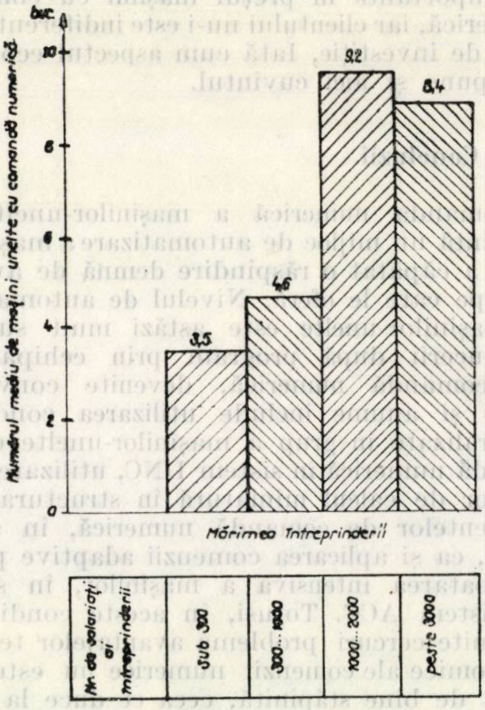


Fig. 2

Din cele două exemple prezentate se observă că mărimea întreprinderilor nu a avut practic o influenţă hotărîtoare în introducerea maşinilor-unelte cu comandă numerică nici în Italia nici în R. F. Germania. Numărul mai mare de maşini-unelte cu comandă numerică din întreprinderile mari din R. F. Germania (cu mai mult de o mie de salariaţi) faţă de cele mai mici (cu mai puţin de o mie de salariaţi) se poate explica prin faptul că în perioada analizată, anul 1969, mai existau şi în această ţară suficienţi fabricanţi care n-au acceptat cu uşurinţă plusul de investiţie [4], iar aceşti fabricanţi au fost din rîndul celor cu posibilităţi financiare mai reduse.

3. Influenţa mărimii seriilor de fabricaţie

Mărimea seriilor de fabricaţie are un rol hotărîtor în aprecierea eficienţei şi respectiv a introducerii maşinilor-unelte cu comandă numerică în dotarea unei întreprinderi. În cazul maşinilor convenţionale, maşini relativ ieftine, costul dispozitivelor necesare la prelucrarea unei piese de complexitate medie este relativ mare, ceea ce pentru o fabricaţie de serie mică conduce la costuri ridicate pentru piesa prelucrată. În cazul maşinilor cu comandă numerică, maşini mai scumpe decît cele convenţionale, intervine însă în plus costul elaborării programului, care este şi el diferit după cum se execută manual sau automat (cu ajutorul calculatorului) şi care ridică de asemenea costul pieselor prelucrate. Costul se menţine totuşi sub cel obţinut pe maşini convenţionale pentru serii relativ mici şi devine superior în cazul seriilor mari.

Apelînd la rezultatul unei vizite făcute la cîteva întreprinderi din R. F. Germania în anul 1969, se constată că jumătate din ele lucrau pe strunguri piese în serii de zece la cincizeci de piese, iar serii între zece şi o sută de piese au fost găsite în 70% din toate cazurile. Desigur că aceste date statistice nu pot fi extinse pentru toate genurile de maşini-unelte şi respectiv pentru toate felurile de piese. Un exemplu de curbe indicînd limita economicităţii în funcţie de seria de fabricaţie se dă în figura 3, care reprezintă costul unitar exprimat în mărci vest-germane pentru prelucrarea unei chiulase pe o maşină de găurit cu 18 axe, la o întreprindere din R. F. Germania, în funcţie de mărimea seriei de fabricaţie [5]. Se desprind două aspecte principale şi anume :

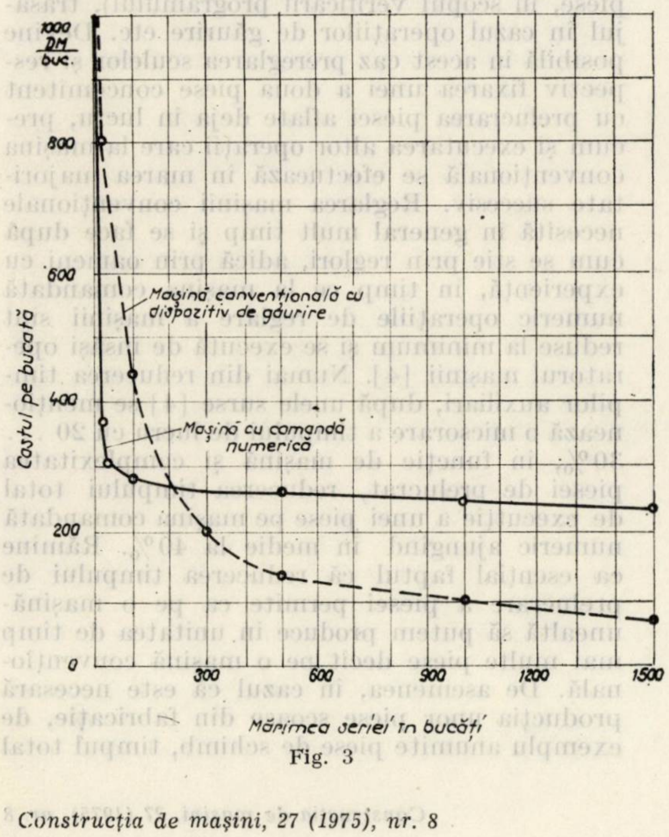


Fig. 3

— Costul piesei prelucrate la serii foarte mici şi la producţia de unicate este ridicat şi în cazul maşinilor cu comandă numerică, deşi mult mai mic decît în cazul maşinilor convenţionale.

— Costul în cazul seriilor mici şi medii este în favoarea maşinilor cu comandă numerică pînă la o anumită limită, după care costul piesei prelucrate pe maşina convenţională este mai redus. În cazul piesei şi a maşinii pentru care s-au trasat curbele din figura 3 limita este de două sute de piese.

Sintetizînd cifrele indicate de diferiţi autori, seria optimă de fabricaţie pentru maşinile-unelte dotate cu comandă numerică este de 150 ... 200 de piese, diferenţiată în funcţie de complexitatea pieselor şi a tipului de maşină. Asemenea serii oferă un cîmp foarte larg de utilizare a maşinilor în condiţii de eficienţă economică ridicată, în special în domeniul construcţiilor de maşini.

4. Probleme ale pregătirii operatorului

Dacă în cazul maşinilor convenţionale muncitorul trebuie să fie cu atît mai calificat şi cu o îndemînare cu atît mai mare cu cît complexitatea pieselor şi precizia lor este mai ridicată, pentru manevrarea maşinilor cu comandă numerică sînt suficienţi oameni inteligenţi cu studii medii, care se instruiesc mult mai repede. Introducerea de maşini-unelte cu comandă numerică atrage după sine o reducere corespunzătoare a numărului de maşini noi convenţionale necesare, ceea ce conduce la necesităţi mai mici de muncitori calificaţi şi cu experienţă îndelungată în practică, pentru a lucra cu aceste maşini. Totuşi, pentru maşinile comandate numeric apare necesitatea unei specialităţi noi, şi anume cea de programatori. Formarea unui programator se face însă relativ uşor, fiind suficient un timp de circa o săptămînă, două de pregătire (5, 6). Programatorul o dată format poate fi utilizat pentru trei la cinci maşini [7], iar în cazuri de piese de serie foarte mică, cu complexitate ridicată, numărul de maşini poate să scadă la două. Se constată că prin introducerea maşinilor-unelte comandate numeric se reduce într-o oarecare măsură necesarul de muncitori greu de format, o parte din aceştia fiind înlocuiţi cu oameni care se formează mult mai uşor. Acest avantaj este deosebit de important pentru ţările care cunosc un ritm înalt de dezvoltare industrială, cum este şi ţara noastră, deoarece formarea muncitorilor calificaţi necesită după cum se ştie mult timp. Introducerea maşinilor-unelte cu comandă numerică mută în biroul de programare priceperea şi îndemînarea muncitorului calificat de la maşina convenţională.

Trebuie reţinut însă că problema nu se pune în mod simplist, de înlocuire a muncitorilor calificaţi de la maşinile convenţionale cu muncitori necalificaţi instruiţi la locul de muncă pentru maşinile comandate numeric. Operatorul de la maşina comandată numeric este totuşi un om care trebuie să dovedească seriozitate şi inteligenţă, iar salariul lui este comparabil cu cel al muncitorului calificat de la maşina convenţională. Esenţialul rămîne însă în diferenţa de timp în care se formează muncitorul calificat, faţă de timpul necesar pentru formarea operatorului maşinii comandate numeric.

5. Cantitatea de rebuturi

Factori ca oboseala, neatenţia sau lipsa de îndemînare a muncitorului de la o maşină convenţională pot conduce după cum se ştie la rebutarea piesei în lucru, reuşita operaţiilor de prelucrare fiind în mîna muncitorului. Prin introducerea comenzii numerice, maşina capătă un grad de libertate în plus în relaţiile ei cu operatorul. Acesta nu mai constituie un factor determinant în realizarea piesei, atribuţiile lui fiind incomparabil mai reduse faţă de cele ale muncitorului de la maşina convenţională. Conducerea maşinii revine în acest caz echipamentului de comandă numerică care transmite comenzi în conformitate cu programul introdus. Dat fiind faptul că programul a fost în prealabil verificat, iar intervenţia operatorului în ce priveşte conducerea maşinii nu mai este practic necesară, posibilitatea de a greşi este şi ea mult mai redusă. Dacă nu s-a ajuns încă la o reducere totală a rebuturilor, aceasta se datoreşte defecţiunilor tehnice inerente în orice echipament electronic de complexitate ridicată. Cert este însă faptul că în condiţiile actuale tehnologice în care se execută echipamentele de comandă numerică, fiabilitatea lor este mult superioară celei existente de exemplu cu şase ani în urmă. Ca exemplu, timpii de staţionare admişi datorită unor defecţiuni în echipamentul de comandă numerică, în raport cu timpul total de lucru, sînt de circa 3 — 5% [2].

Pentru prezentarea aspectului cantitativ al rebuturilor la maşini-unelte comparabile, cu şi fără comandă numerică, în figura 4 s-au trasat graficele de variaţie ale valorii exprimate în mărci vest-germane înregistrate la o întreprindere din R. F. Germania în anul 1968. S-au folosit ca maşini strunguri convenţionale (înălţimea vîrfurilor 250 mm, distanţa între vîrfuri 1 000 mm) şi respectiv strunguri cu comandă numerică (înălţimea vîrfurilor 200 mm, distanţa între vîrfuri 630 mm).

Desigur că situaţia din figura 4 nu reprezintă decît un exemplu care se referă la un anume caz, în anumite condiţii. Rezultatul nu poate fi generalizat decît ca aspect calitativ, şi anume faptul că introducerea maşinilor cu comandă numerică duce la reducerea rebuturilor şi respectiv la reducerea valorii acestora. Nu trebuie însă să ne aşteptăm ca prin introducerea comenzii numerice rebuturile să fie reduse la zero.

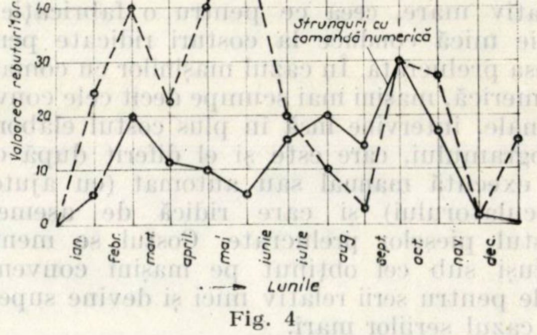


Fig. 4

6. Reducerea timpului total de prelucrare

Introducerea maşinilor-unelte comandate numeric aduce o importantă micşorare a timpilor auxiliari care intervin în mod normal la o maşină convenţională. Astfel, se elimină de exemplu timpii de fixare şi reglare a dispozitivelor, controlul intermediar între diferitele operaţii (se menţine numai pentru primele piese, în scopul verificării programului), trasajul în cazul operaţiilor de găurire etc. Devine posibilă în acest caz prereglarea sculelor şi respectiv fixarea unei a doua piese concomitent cu prelucrarea piesei aflate deja în lucru, precum şi executarea altor operaţii care la maşina convenţională se efectuează în marea majoritate succesiv. Reglarea maşinii convenţionale necesită în general mult timp şi se face după cum se ştie prin reglori, adică prin oameni cu experienţă, în timp ce la maşina comandată numeric operaţiile de reglare a maşinii sînt reduse la minimum şi se execută de însăşi operatorul maşinii [4]. Numai din reducerea timpilor auxiliari, după unele surse [4] se menţionează o micşorare a timpului de lucru cu 20 . . . 30%, în funcţie de maşină şi complexitatea piesei de prelucrat, reducerea timpului total de execuţie a unei piese pe maşina comandată numeric ajungînd în medie la 40%. Rămîne ca esenţial faptul că reducerea timpului de prelucrare a piesei permite ca pe o maşină-unealtă să putem produce în unitatea de timp mai multe piese decît pe o maşină convenţională. De asemenea, în cazul că este necesară producţia unor piese scoase din fabricaţie, de exemplu anumite piese de schimb, timpul total necesar de la primirea comenzii este mult mai redus în varianta mașinii comandate numeric față de varianta cu mașina convenţională.

7. Reducerea costului piesei prelucrate

Reducerea cantităţii de rebuturi, a timpilor auxiliari și a timpului de lucru efectiv al mașinii, reduceri menţionate mai sus, pot contribui în final în anumite condiţii la mărirea productivităţii muncii și respectiv la reducerea preţului de cost al piesei prelucrate.

Reducerea timpului total cît mașina este ocupată cu o anume piesă nu conduce la o reducere în același raport a preţului de cost al piesei, ci contribuie numai la aceasta. Preţul unei mașini-unelte comandate numeric este după cum se știe mai ridicat decît al mașinii convenţionale. Apar costuri suplimentare prin dispozitivele de prereglare a sculelor și prin activitatea de programare manuală sau automată. Activitatea de întreţinere a instalaţiilor reclamă o muncă mai calificată decît în cazul mașinilor convenţionale și în plus apare necesitatea unor piese de schimb mai scumpe. Salariul operatorului este comparabil cu cel al muncitorului calificat de la mașina convenţională. Asistăm deci la introducerea în dotarea uzinelor a unor mașini-unelte mai scumpe, care mai atrag după sine și alte costuri suplimentare, în schimbul unor avantaje ca cele menţionate mai înainte, la care se mai adaugă după cum am mai arătat avantajul de a forma operatorul în mod incomparabil mai ușor decît muncitorul calificat de la mașina convenţională.

Optimul se găsește desigur undeva între cele două extreme; putem afirma că mașina comandată numeric aduce avantaje economice în anumite condiţii, care pot fi rezumate la următoarele :

— Producţia este de unicate sau de serie mică.

— Există necesitatea de a prelucra un număr mic de piese complicate într-un timp relativ scurt.

— Ritmul înalt de dezvoltare sau alte cauze nu permit formarea numărului mare de muncitori calificaţi necesari pentru mașinile convenţionale.

— Din motive economice se impune introducerea comenzii adaptive, instalaţiile fiind exploatate în condiţii optime în special pe mașini comandate numeric.

— Este necesară din motive economice constituirea unor instalaţii de prelucrare conduse în mod centralizat cu ajutorul unui calculator.

Un calcul economic asupra oportunităţii introducerii mașinilor-unelte comandate numeric este posibil de făcut, luînd în considerare toţi factorii care iau parte la rezultatul final. Numai un asemenea calcul poate spune ,,da" sau ,,nu", dacă vrem ca mașinile respective să ducă la micșorarea preţului de cost al piesei și la mărirea rentabilităţii întreprinderii [6]. Necesitatea de a justifica din punct de vedere economic introducerea unei mașini-unelte cu comandă numerică nu trebuie folosită însă ca o piedică suplimentară în calea introducerii comenzii numerice. În orice întreprindere mare sau mică există suficiente locuri în care o mașină cu comandă numerică ar produce mai economic, însă acestea trebuie depistate și analizate sub aspectul menţionat.

8. Probleme tehnico-organizatorice

Introducerea mașinilor-unelte cu comandă numerică în dotarea întreprinderilor a creat o serie de probleme noi, necunoscute pînă în momentul respectiv. Este vorba de unele probleme tehnico-organizatorice fără de care nu apare posibilă exploatarea în condiţii optime a mașinilor. Implicaţiile pe care le ridică această tehnică introdusă într-o întreprindere necesită analize atente, care pe de o parte să demonstreze necesitatea mașinilor cu comandă numerică, așa cum s-a arătat mai înainte, iar pe de altă parte să creeze condiţii pentru ca ,,noul sistem de fabricaţie" să se poată afirma în condiţii normale. Aceste analize nu trebuie să reprezinte activităţi sporadice ale unor oameni din întreprindere care au multe alte responsabilităţi și nici nu trebuie să constituie preocupări de amatorism așa cum se întîmpltă de multe ori în unele întreprinderi. Tot așa de periculos este și ca activitatea respectivă să fie preluată de conducerea întreprinderii, care după cum știm este argnenată în multe alte probleme, acestea nemailăsînd loc pentru preocupări în domeniul introducerii comenzii numerice. Pentru astfel de analize este necesar ca să fie desemnaţi ingineri din cadrul întreprinderii, care să îndeplinească un minim de condiţii și anume :

— să fie eliberaţi de orice alte sarcini ;

— să aibă suficiente cunoștinţe cu caracter mecanic și electrotehnic ;

— să cunoască probleme de tehnologie a prelucrării pe mașini-unelte (minimum a celor așchietoare de metal) ;

— să cunoască bine profilul întreprinderii și organizarea acesteia ;

— să aibă un minim de cunoștinţe în ce privește comanda numerică a mașinilor-unelte, posibilităţile acestora și problemele privind introducerea lor în întreprindere, inclusiv unele noţiuni de programare ;

— să dorească să lucreze în domeniul introducerii mașinilor-unelte cu comandă numerică în întreprindere.

Numărul acestor oameni este desigur în funcţie de mărimea întreprinderii și a problemelor care apar pe parcurs. În orice caz, pentru început sînt suficienţi unul sau doi ingineri, în funcţie de mărimea întreprinderii, aceștia fiind completaţi în timp și cu alte cadre, în măsura în care se va găsi necesar.

Sarcinile acestor oameni rezultă din lista de probleme care se vor enumera în cele ce urmează, iar eficienţa muncii lor nu trebuie așteptată imediat ci în timp. Un prim rezultat al muncii acestor oameni va apărea în momentul în care întreprinderea **nu va mai**

putea trăi fără maşinile cu comandă numerică deja introduse în dotare. Este momentul în care conducerea întreprinderii se va convinge de necesitatea acestor noi mijloace de producţie. Pînă atunci însă conducerea întreprinderii va trebui să acorde suficient credit grupului de ingineri însărcinaţi cu introducerea comenzii numerice.

Din problemele noi care apar pentru întreprindere, în cele ce urmează se vor arăta unele considerente mai importante [7, 9] şi care merită să fie menţionate :

Probleme tehnice

— alegerea pieselor ;
— alegerea maşinilor-unelte ;
— alegerea comenzilor numerice ;
— alegerea sculelor necesare şi a dispozitivelor de prereglare aferente ;
— stabilirea modului de elaborare a programelor şi alegerea aparaturii necesare.

Probleme organizatorice.

a. organizarea pe cît posibil grupată a maşinilor-unelte comandate numeric ;
b. organizarea activităţii de întocmire a programelor ;
c. alegerea şi formarea programatorilor ;
d. alegerea şi şcolarizarea operatorilor pentru maşini ;
e. măsuri pentru dotarea corespunzătoare cu scule şi catalogarea acestora ;
f. alegerea şi şcolarizarea personalului special de întreţinere şi organizare a acestei activităţi.

Unele probleme organizatorice, cum sînt cele de la punctele *b*, *c*, *d*, *f*, pot şi este raţional să constituie activităţi comune, de colaborare a mai multor întreprinderi, activităţi care eventual pot fi dirijate în mod centralizat.

Mai este de menţionat că la alegerea pieselor de prelucrat trebuie să se ţină seama de situaţia reală întîlnită de obicei în practică, şi anume faptul că pe maşinile comandate numeric nu se lucrează numai piese despre care în mod teoretic se poate demonstra că nu este rentabil să fie prelucrate pe maşini convenţionale, ci apar necesităţi şi pentru alte categorii de piese cum sînt :

— prototipurile ;
— acoperirea unor vîrfuri în cerinţele pentru anumite piese care se lucrează în mod normal pe maşini convenţionale cu dispozitivele aferente ;
— execuţia de piese de schimb pentru unele produse scoase din fabricaţie şi pentru care întreprinderea nu mai dispune de SDV-urile necesare.

Minimalizarea importanţei aspectelor tehnico-organizatorice, din care o parte au fost arătate mai înainte, constituie uneori una din principalele cauze care contribuie la frînarea introducerii maşinilor-unelte cu comandă numerică şi respectiv la găsirea de justificări faţă de lipsa de interes pentru crearea unei preocupări în acest sens în unele întreprinderi. De aceea, considerăm că poate acţiunea de „cunoaştere" a ceea ce numim „maşini comandate numeric" ar trebui să fie însoţită de unele măsuri tehnico-organizatorice, adaptate perioadei de început, prima din ele fiind formarea acelor colective de ingineri menţionate mai sus, care să se preocupe numai de problema introducerii comenzii numerice în întreprinderi.

9. Concluzii

Introducerea maşinilor-unelte comandate numeric trebuie făcută acolo unde ele aduc un real avantaj tehnico-economic. Practic, în orice întreprindere mare sau mică există locuri unde o maşină comandată numeric este mai avantajoasă decît una convenţională. Depistarea acestor locuri trebuie să constituie obiectul unor activităţi organizate, efectuate de oameni desemnaţi special pentru aceasta, şi nu preocupări de amatorism a unor oameni a căror principală activitate în întreprinderea respectivă este cu totul alta. De seriozitatea cu care sînt aleşi oamenii care urmează să presteze o asemenea activitate în întreprindere depinde în mod direct reuşita acţiunii respective.

Există anumiţi factori care influenţează sau condiţionează introducerea unei maşini comandate numeric în producţie. Dintre aceştia se menţionează ca fiind mai importanţi următorii : mărimea seriilor de fabricaţie, complexitatea pieselor, posibilităţile mult mai mari de pregătire ale operatorului maşinii comandate numeric în raport cu cele de formare ale muncitorului calificat de la maşina convenţională, reducerea cantităţii de rebuturi, reducerea timpului total de prelucrare efectivă a piesei pe maşină, reducerea costului piesei prelucrate, luarea unor măsuri tehnico-organizatorice specifice introducerii maşinilor-unelte comandate numeric.

BIBLIOGRAFIE

1. *Baştiurea, Gh.*— Comanda numerică a maşinilor-unelte. Partea I : Stadiul actual şi unele consideraţii privind introducerea maşinilor-unelte comandate numeric. În : Construcţia de maşini, nr. 8, 1975.
2. *Bartorelli, M.* : Vers une progression rapide de la CN. In : Machine moderne, 774 (sept. 1973), 10—14.
3. *Schulz, H.* : Analyse eines Marktes für NC-Bearbeitungszentren. In : Werkst. u. Betrieb 103 (1970), 1 (ian.). 11—12.
4. *Stöckmann, P., Küster, W.* : NC-Drehmachinen in der Praxis. Eine Auswertung von Kundenerfahrungen. In : Werkst. u. Betrieb 103 (1970), 1 (ian.), 7—10.
5. *Kips, P.*: Praxis mit NC-Werkzeugmaschinen. In : Werkst. u. Betrieb 103 (1970), 1 (ian.), 1—6.
6. *Weidemann, D.* : Ausbildung von Programmieren für NC-Drehmaschinen. In : Werkst. u. Betrieb 103 (1970), 9 (sept.), 709—713.
7. *Urlau, H.* : Praxisbezogene Aspekte zum Einsatz von NC-Werkzeugmaschinen. In : Werkst. u. Betrieb 107—(1974), 1 (ian.) 11—13.
8. *Opitz, H., Junghanns, W., Hormann, D.* : Wirtschaftlicher Einsatz numerisch gesteuerter Werkzeugmaschinen unter Berücksichtigung der Auswirkungen auf den Produktionsablauf. In : TZ für prakt. Metallbearb. 65 (1971), 9 (sept.), 429—437.
9. *Altfelder K.* : Organisationsprobleme beim Einsatz von NC-Maschinen. In : Werkst. u. Betrieb 102 (1969), 1 (ian.), 9.

CZ : 621.952.5 : 621.951 : 621−52.004

Factori care influențează precizia mașinilor orizontale de alezat și frezat cu comandă numerică

Ing. Aurel **SANDU**; ing. Corneliu **GORNIC**; ing. Dragoș **CÎRȚU** – ICPMUA – București

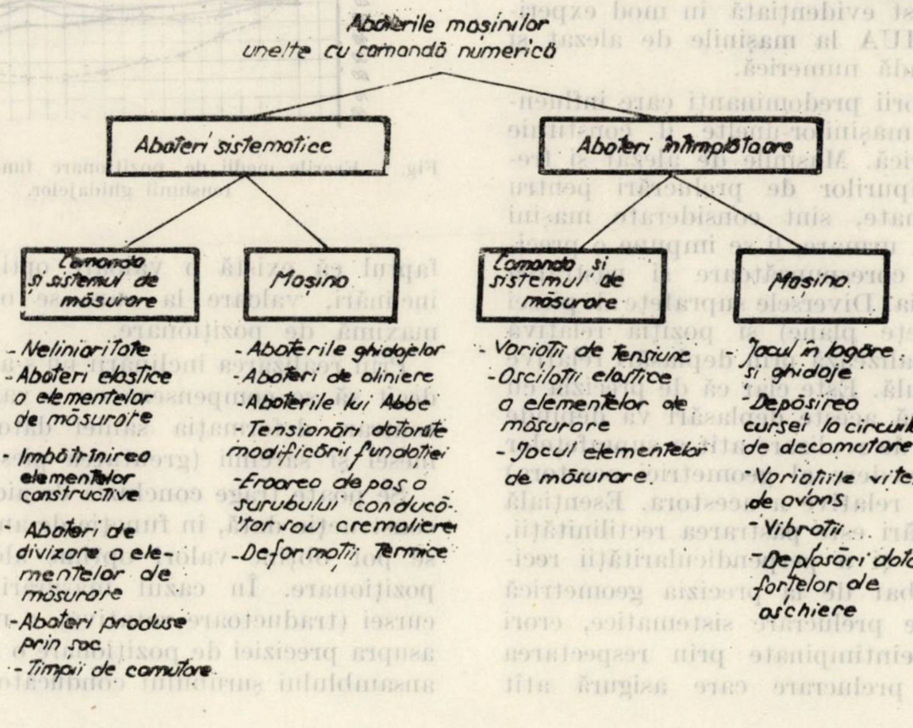
Datorită faptului că o mașină cu comandă numerică lucrează după un program rigid (bandă perforată), operatorul care o deservește poate interveni în timpul procesului de așchiere numai într-o mică măsură și în domenii limitate. Astfel, erorile generate de operația de măsurare (datorită abaterilor de la precizia geometrică, deformațiilor termice, maselor inerțiale neechilibrate, deformațiilor mecanice și jocurilor din diferite mecanisme etc), de sistemul de comandă (erori de conversie, frecvențe de numărare prea mici) și de sistemul de măsurare a cursei (erori de divizare), se vor regăsi în imprecizia de realizare a piesei prelucrate. Ca urmare, cerințele în ce privește caracteristicile de precizie și comportarea în timp a acestor mașini sînt sporite față de cele impuse unei mașini convenționale. Pentru a asigura precizia cerută mașinii este necesară cunoașterea factorilor care exercită vreo influență asupra ei precum și modul cum aceștia acționează (pondere, evoluție în timp). Cunoscînd acești factori se poate acționa prin măsuri constructive sau tehnologice asupra celor care au o influență sistematică. Asupra celor întîmplători nu se poate acționa, dar influența lor poate fi micșorată sau chiar anihilată prin creșterea fiabilității elementelor mecanice, electrice și electronice, prin măsuri de protecție contra suprasarcinilor (mecanice, electrice), contra paraziților, vibrațiilor etc.).

Se cunoaște faptul că o mașină cu comandă numerică este mai scumpă decît una convențională. La ridicarea prețului contribuie atît existența echipamentului de comandă numerică și a sistemului de măsură cît și măsurile necesare ridicării calității (parametrilor) mașinii. Avînd în vedere aceste investiții suplimentare, achiziționarea unei astfel de mașini n-ar fi rațională dacă ea nu și-ar păstra calitățile în timp, mai ales în condițiile unei exploatări intensive.

În cele ce urmează se va insista asupra preciziei mașinii și în special asupra preciziei de poziționare. În precizia de lucru fiind incluse și influențele dispozitivului de fixare a piesei, rigiditatea acesteia și calitățile sculei, ea nu face obiectul acestei lucrări.

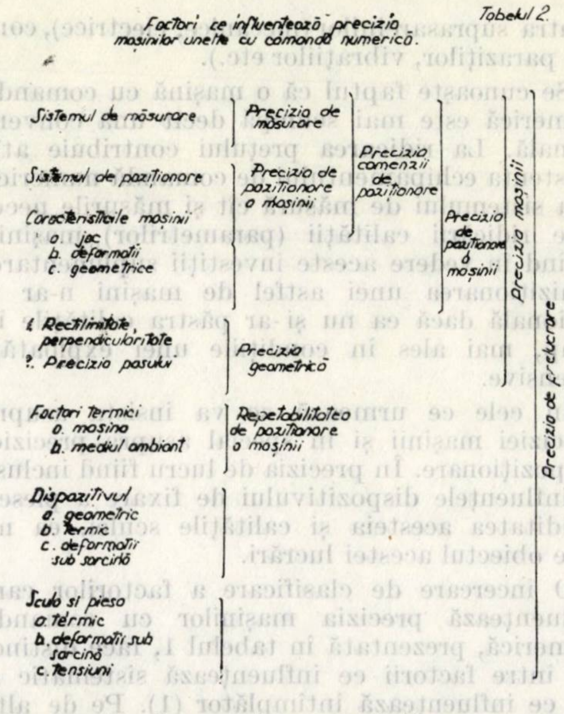
O încercare de clasificare a factorilor care influențează precizia mașinilor cu comandă numerică, prezentată în tabelul 1, face distincție între factorii ce influențează sistematic și cei ce influențează întîmplător (1). Pe de altă parte, fiecare din aceste categorii influențează asupra mașinii propriu-zise sau asupra sistemului de comandă și măsură. Fiind constituită din asocierea mașină unealtă — sistem de mă-

Tabelul 1


Abaterile mașinilor unelte cu comandă numerică
Abateri sistematice
Abateri întîmplătoare
Comanda și sistemul de măsurare
Mașina
Comanda și sistemul de măsurare
Mașina
- Neliniarități
- Abateri elastice a elementelor de măsurare
- Îmbătrînirea elementelor constructive
- Abateri de divizare a elementelor de măsurare
- Abateri produse prin șoc
- Timpii de comutare
- Abaterile ghidajelor
- Abateri de aliniere
- Abaterile lui Abbe
- Tensionări datorită modificării fundației
- Eroarea de pas a șurubului conducător sau cremalierei
- Deformații termice
- Variații de tensiune
- Oscilații elastice a elementelor de măsurare
- Jocul elementelor de măsurare.
- Jocul în lagăre și ghidaje
- Depășirea cursei la circuitele de decomutare
- Variațiile vitezei de avans
- Vibrații
- Deplasări datorită forțelor de așchiere

surare — echipament de comandă, precizia maximă de prelucrare în ansamblul ei depinde de precizia fiecărui element component în parte. Interdependenţa dintre aceşti factori şi modul cum influenţează asupra preciziei maşinii sînt indicate în tabelul 2. Fără a epuiza toate aspectele legate de precizia maşinii cu comandă numerică şi fără a considera ordinea de tratare a factorilor ce influenţează precizia ca o ierarhizare a acestora funcţie de importanţa lor, în cele ce urmează se vor trata pe rînd aspectele legate de influenţa cîtorva factori a căror contribuţie a fost evidenţiată în mod experimental în ICPMUA la maşinile de alezat şi frezat cu comandă numerică.

Tabelul 2.


Factori ce influenţează precizia maşinilor unelte cu comandă numerică.
Sistemul de măsurare
Sistemul de poziţionare
Caracteristicile maşinii
a. joc
b. deformaţii
c. geometrice
1. Rectilinitate, perpendicularitate
2. Precizia pasului
Factori termici
a. maşina
b. mediul ambiant
Dispozitivul
a. geometric
b. termic
c. deformaţii sub sarcină
Scula şi piesa
a. termic
b. deformaţii sub sarcină
c. tensiuni
Precizia de măsurare
Precizia de poziţionare a maşinii
Precizia geometrică
Repetabilitatea de poziţionare a maşinii
Precizia comenzii de poziţionare
Precizia de poziţionare a maşinii
Precizia maşinii
Precizia de prelucrare

Unul din factorii predominanţi care influenţează precizia maşinilor-unelte îl constituie precizia geometrică. Maşinile de alezat şi frezat, datorită tipurilor de prelucrări pentru care sînt destinate, sînt considerate maşini de precizie. Prin urmare, li se impune o precizie geometrică corespunzătoare şi păstrarea în timp a acesteia. Diversele suprafeţe ale piesei (alezaje, suprafeţe plane) şi poziţia relativă a acestora se realizează prin deplasări relative între piesă şi sculă. Este clar că de precizia cu care se realizează aceste deplasări va depinde în final precizia de realizare atît a suprafeţelor (din punct de vedere al geometriei acestora) cît şi a poziţiei relative a acestora. Esenţială la aceste deplasări este păstrarea rectilinităţii, a paralelismului şi a perpendicularităţii reciproce. Orice rabat de la precizia geometrică implică erori de prelucrare sistematice, erori care pot fi preîntîmpinate prin respectarea tehnologiei de prelucrare care asigură atît poziţia relativă a suprafeţelor componentelor structurii maşinii (batiu, montant, sănii, carcasă) cît şi păstrarea acesteia în timp (evitarea deformărilor datorite tensiunilor interne) şi prin realizarea corectă a reglajelor la asamblarea elementelor maşinii. Trebuie precizat însă că numai respectarea tehnologiei nu poate asigura o precizie ridicată şi constantă în timp. La aceasta contribuie în mare măsură şi caracteristicile constructive ale elementelor maşinii. De caracteristicile constructive ale elementelor maşinii (dimensiunile şi amplasarea suprafeţelor de bazare şi de ghidare) şi de calitatea execuţiei acestora mai depinde şi un alt element caracteristic al comportării maşinii, care la rîndul său influenţează precizia maşinii, şi anume rigiditatea statică.

În mare măsură, productivitatea maşinii, precizia dimensională şi a formei, calitatea suprafeţelor piesei prelucrate pe maşină, sînt determinate de rigiditatea statică. Rigiditatea maşinilor-unelte este definită atît prin rigiditatea părţilor structurii maşinii cît şi prin rigiditatea de îmbinare [2, 3, 4]. În cursul experimentărilor s-a observat că precizia de poziţionare este influenţată de deformaţiile saniei longitudinale. Realizînd diferite înclinări ale capetelor acesteia (prin tensionarea suporturilor laterale) s-a observat că precizia de poziţionare variază mult în funcţie de aceasta. Rezultatele obţinute în urma măsurătorilor (fig. 1) indică faptul că există o valoare optimă a acestei înclinări, valoare la care se obţine precizia maximă de poziţionare.

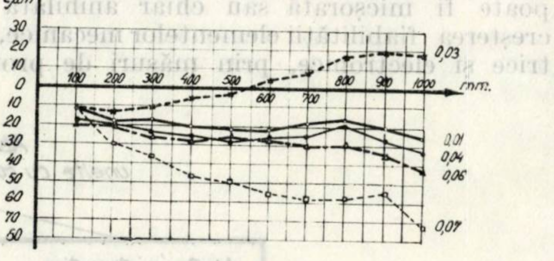


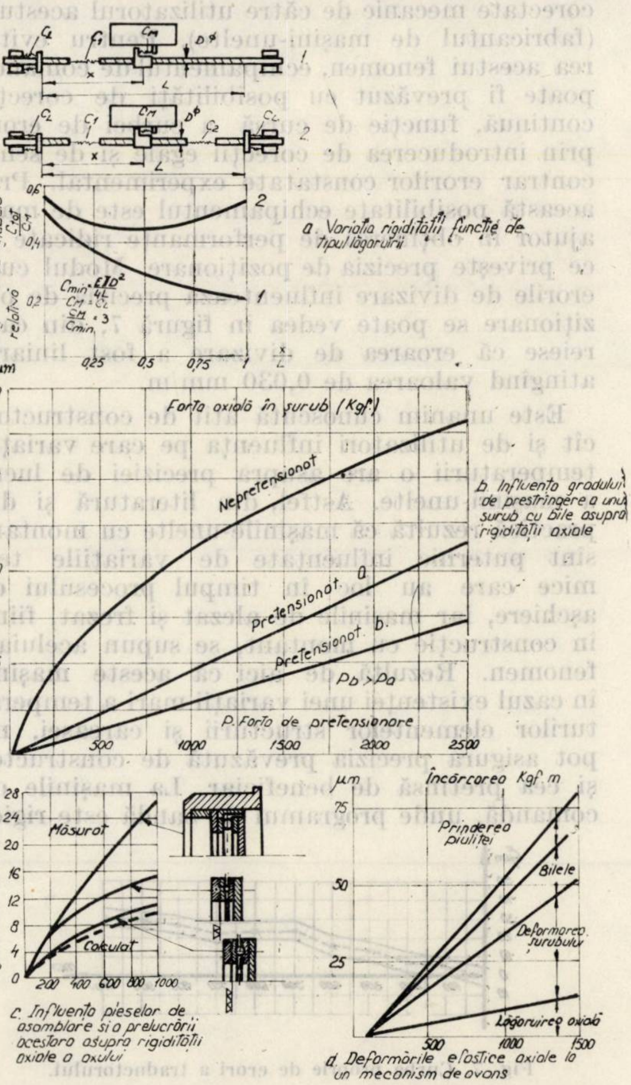
Fig. 1. Erorile medii de poziţionare funcţie de valoarea tensiunii ghidajelor.

Prin realizarea înclinării nu s-a făcut altceva decît să se compenseze cu o valoare de semn contrar, deformaţia saniei datorită greutăţii mesei şi sarcinii (greutatea piesei).

Se poate trage concluzia de aici că pentru o construcţie dată, în funcţie de anumite reglaje, se pot obţine valori optime ale preciziei de poziţionare. În cazul măsurării indirecte a cursei (traductoare rotative), o mare influenţă asupra preciziei de poziţionare o are rigiditatea ansamblului şurubului conducător.

Din figura 2 rezultă că factorii care influențează rigiditatea acestui ansamblu sînt :

- sistemul de lăgăruire ;
- gradul de prestrîngere a șurubului ;
- piesele de asamblare și gradul de prelucrare a acestora.



a. Variația rigidității funcție de tipul lăgăruirii

b. Influența gradului de prestrîngere a unui șurub cu bile asupra rigidității axiale

c. Influența pieselor de asamblare și a prelucrării acestora asupra rigidității axiale a axului

d. Deformările elastice axiale la un mecanism de avans

Fig. 2. Factorii care influențează rigiditatea ansamblului șurub conducător.

Tot din această figură (d) mai rezultă și faptul că ponderea cea mai mare în deformația elastică axială a ansamblului o are șurubul conducător [5].

Practic, acest fapt rezultă foarte clar din compararea figurilor 3 și 4. În figura 3 sînt prezentate rezultatele măsurătorilor preciziei de poziționare la deplasarea mesei mașinii în gol, iar în figura 4, cu o sarcină mare pe masă, sarcină care mărește șurubul (atît axială cît mai ales torsională). Din acele figuri se poate observa că eliminarea jocului axial al sistemului nu îmbunătățește practic precizia de poziționare ; prin aceasta curba erorilor nu face decît să se deplaseze în zona erorilor pozitive, eroarea datorîndu-se deformației șurubului, erorii de pas a acestuia etc. Aceste efecte pot fi eliminate prin măsuri asupra părții mecanice și asupra părții de comandă (asupra acesteia din urmă se va vorbi în continuare). Ca măsuri mecanice se pot aminti : rigidizarea lăgăruirii șurubului conducător și a îmbinării acestuia cu partea de acționare, reducerea coeficientului de frecare dintre organul mobil și ghidrajele lui, pretensionarea șurubului, realizarea unui lanț cinematic scurt etc.

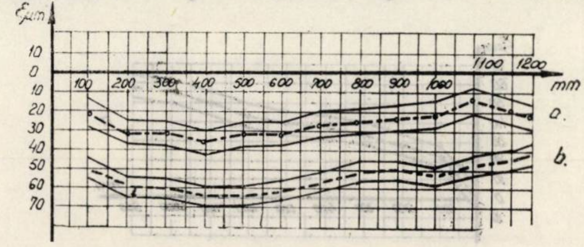


Fig. 3. Eroarea de poziționare în gol cu prag(a) și fără (b) ; preluarea jocului.

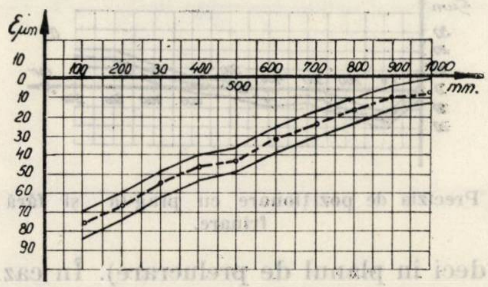


Fig. 4. Eroarea de poziționare cu sarcină pe masă.

Un alt factor luat în discuție îl constituie inerțiile și forțele de frecare. Realizarea diferitelor suprafețe ale piesei prelucrate impune deplasări relative piesă — sculă, ceea ce determină deplasarea elementelor mobile pentru realizarea acestei mișcări. Masele acestor elemente determină existența forțelor de inerție, care după cum se constată influențează destul de mult asupra preciziei de poziționare. Prin prevederea în echipamentul de comandă a unor facilități și reglaje, efectele maselor inerțiale și ale forțelor de frecare pot fi anihilate. Aceste facilități se referă la momentul dării comenzii de frînare a mișcării organului mobil, funcție de comportarea dinamică a mașinii. Prin ,,prag de frînare'' se înțelege distanța față de cota finală la care trebuie dată comanda de frînare. În funcție de construcția mașinii și de tipul de traductoare folosite, aceste praguri trebuie să permită darea comenzii de frînare înainte de atingerea cotei (praguri negative) sau după atingerea cotei (praguri pozitive), cu o valoare determinată experimental. Efectul pragului negativ reiese din figura 5, în care sînt prezentate curbele erorii de poziționare fără prag (a) și cu prag (b).

Efectul acestor praguri nu este atît de pregnant asupra preciziei de poziţionare, cît mai ales asupra poziţiei curbei erorilor faţă de linia de zero.

Conform principiului lui Abbé, traductorul trebuie să fie amplasat chiar în planul de măsurare (deci în planul de prelucrare). În caz contrar apar aşa-zisele erori de gradul întîi, de neconcordanţă între planul de măsurare şi planul de prelucrare. Măsurători făcute în planul traductorului (a) şi la o distanţă de circa 1,5 m (v) demonstrează evident acest aspect (fig. 6). În cazul traductoarelor rotative montarea directă a acestora pe şurubul conducător determină includerea în totalitate a erorilor elementelor maşinii (care se află între partea mobilă şi traductor) în rezultatele măsurătorii. Aceste erori cuprind : erori de pas ale şurubului conducător, jocuri în transmisie, deformaţii elastice. În cazul în care traductorul este acţionat de un şurub separat costul ansamblului creşte, şi creşte şi precizia obţinută. În cazul în care precizia este factor determinant, acest lucru se acceptă.

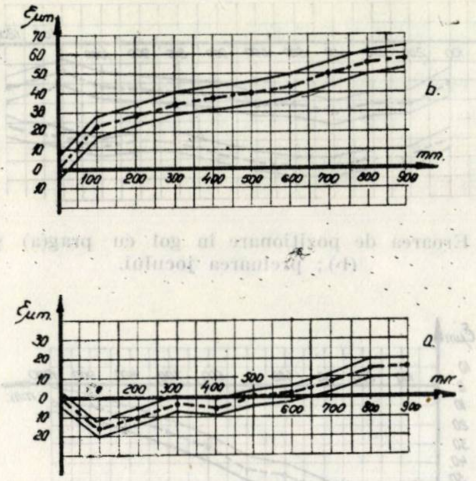


Fig. 5. Precizia de poziţionare cu prag-(a şi fără (b) la frînare.

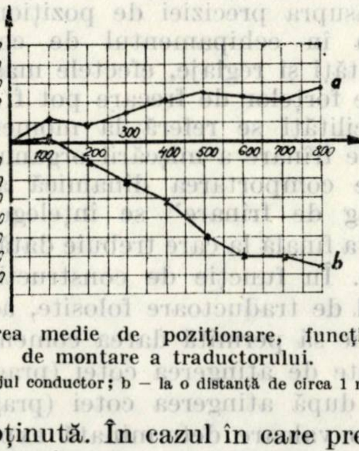


Fig. 6. Eroarea medie de poziţionare, funcţie de locul de montare a traductorului.
a — lîngă ghidajul conductor; b — la o distanţă de circa 1 m de poziţia a.

Pe lîngă locul de amplasare a traductorului în sistemul de control a poziţiei organului mobil un alt factor important îl constituie precizia traductorului. Precizia de relizare a unui traductor se răsfrînge în totalitate asupra rezultatelor măsurătorilor. Erorile determinate de imprecizia de divizare a traductorului nu mai pot fi corectate mecanic de către utilizatorul acestuia (fabricantul de maşini-unelte). Pentru evitarea acestui fenomen, echipamentul de comandă poate fi prevăzut cu posibilităţi de corecţie continuă, funcţie de cursă a curbei de erori, prin introducerea de corecţii egale şi de semn contrar erorilor constatate experimental. Prin această posibilitate echipamentul este de mare ajutor în obţinerea de performanţe ridicate în ce priveşte precizia de poziţionare. Modul cum erorile de divizare influenţează precizia de poziţionare se poate vedea în figură 7, din care reiese că eroarea de divizare a fost liniară, atingînd valoarea de 0,030 mm/m.

Este unanim cunoscută atît de constructori cît şi de utilizatori influenţa pe care variaţia temperaturii o are asupra preciziei de lucru a maşinii-unelte. Astfel, din literatură şi din practică rezultă că maşinile-unelte cu montant sînt puternic influenţate de variaţiile termice care au loc în timpul procesului de aşchiere, iar maşinile de alezat şi frezat, fiind în construcţie cu montant, se supun aceluiaşi fenomen. Rezultă de aici că aceste maşini, în cazul existenţei unei variaţii mari a temperaturilor elementelor structurii şi carcasei, nu pot asigura precizia prevăzută de constructor şi cea pretinsă de beneficiar. La maşinile cu comandă, unde programul de bandă este rigid, operatorul sau tehnologul nu pot interveni în vederea compensării erorilor datorite deformaţiilor termice.

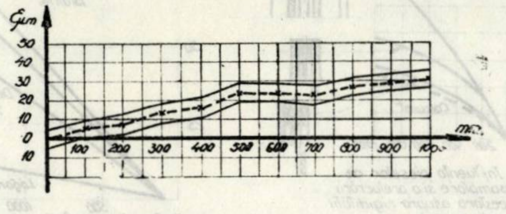


Fig. 7. Curba proprie de erori a traductorului.

Variaţia de temperatură (datorită atît surselor termice proprii şi procesului de aşchiere cît şi variaţiei temperaturii mediului ambiant) influenţează şi asupra structurii maşinii şi asupra sistemului de măsură. Abaterile înregistrate în timpul prelucrării sînt cu atît mai mari cu cît diferenţa dintre coeficienţii de dilatare ai maşinii şi cei ai sistemului de măsură este mai mare. Din această cauză se caută ca sistemul de măsură să fie construit dintr-un material cu coeficientul de dilatare termică cît mai apropiat de cel al maşinii. Verificînd deformaţiile termice ale maşinii de alezat şi frezat prin măsurări ale poziţiei broşei (fig. 8) şi verificînd precizia de poziţionare în timp pe o piesă cu cinci alezaje, se poate observa că aceasta din urmă reproduce curbele cu deformaţii termice, avînd aceeaşi alură (fig. 9).

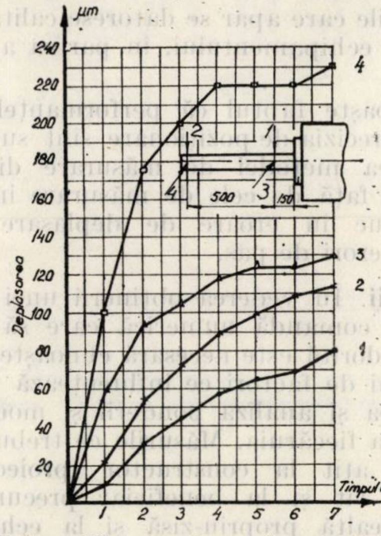


Fig. 8. Deformaţiile termice măsurate la deplasarea axei broşei.

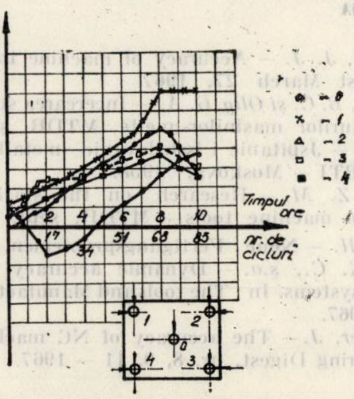


Fig. 9. Variaţia preciziei de poziţionare în timp sub influenţa deformaţiilor termice.

Pentru maşinile cu comandă numerică este deci foarte necesară diminuarea efectului deformaţiilor termice prin măsuri de reducere a temperaturilor şi micşorarea duratei de stabilizare a regimului termic. Aceste deziderate se pot realiza prin echiparea maşinii cu agregat de termostatare, prin reglaje corecte ale rulmenţilor arborelui principal şi amplasarea optimă a surselor termice (prin proiectare).

Pentru precizia deplasărilor care se realizează la o maşină-unealtă este mult mai importantă păstrarea constantă a valorii coeficientului de frecare decît reducerea acestuia [7]. În cazul menţinerii constante a valorii coeficientului de frecare erorile care apar sînt sistematice, deci pot fi compensate prin alte metode. La variaţia coeficientului de frecare apare fenomenul de mişcare intermitentă (stick-slip) care determină apariţia erorilor întîmplătoare. În cazul preciziei de poziţionare aceste erori se traduc prin creşterea împrăştierii de poziţionare. Metodele de prevenire a acestui fenomen sînt alegerea unui cuplu de frecare corespunzător, ungerea cu un ulei care să asigure un coeficient de frecare constant, rigidizarea sistemului sanie — ghidaj — acţionare.

În figurile 10 şi 11 sînt prezentate rezultatele măsurării preciziei de poziţionare pe o aceeaşi maşină, folosind două mărci de uleiuri. Se observă că numai prin înlocuirea uleiului toleranţa de poziţionare s-a redus de peste trei ori.

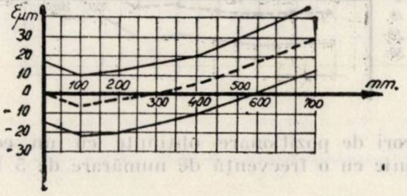


Fig. 10. Curba erorilor de poziţionare măsurate în condiţiile existenţei stick-slip-ului.

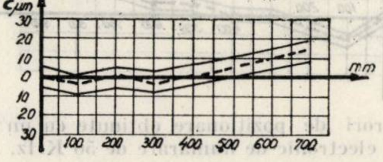


Fig. 11. Curba erorilor de poziţionare măsurate în condiţiile eliminării fenomenului stick-slip.

Erori datorite metodei de măsurare. În cazul măsurării incrementale a cotei, la fiecare deplasare a elementului mobil (comandat) poate apărea în afara tuturor celorlalte erori o eroare egală cu ± 1 increment. Rezultă că prin măsurarea incrementală, ca rezultat al erorilor adiţionale în numărarea impulsurilor, erorile pot atinge valoarea de ± *n* incremente (*n* fiind numărul de deplasări de la poziţia iniţială în poziţia finală). În plus, orice deplasare după comanda de stop determină creşterea erorii pentru următoarea deplasare [6, 7]. Aceste erori pot fi evitate prin folosirea sistemului de cotare absolut, deşi deplasarea se face incremental; se memorează deplasările apărute după comanda de stop şi înaintea acesteia, ţinînd seama de semn. În plus, măsurarea incrementală este foarte sensibilă la paraziţii fie mecanici (vibraţii) fie electrici. Prin prevederea echipamentului de comandă cu discriminator de sens (sensibilitatea direcţională) şi prin protecţie contra paraziţilor electrici aceste influenţe se elimină.

O metodă foarte eficace de evitare a influenţei paraziţilor mecanici (vibraţii) este mărirea frecvenţei de numărare. Frecvenţa de numărare trebuie să aibă o valoare cu mult mai mare decît frecvenţa vibraţiilor mecanice. Astfel doar există posibilitatea ca numărătorul să sesizeze și să calculeze corect deplasarea.

În figurile 12 și 13 sînt prezentate măsurători ale preciziei de poziționare pe aceeași mașină, dar cu un echipament cu o frecvență de numărare de 5 kHz și respectiv 50 kHz. Rezultă că frecvența de numărare mare asigură o împrăștiere de poziționare mai mică prin eliminarea erorilor întîmplătoare.

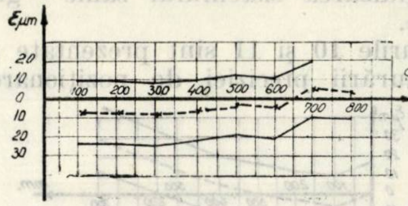


Fig. 12. Erori de poziționare obținute cu un echipament electronic cu o frecvență de numărare de 5 KHz.

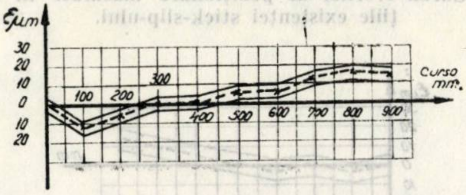


Fig. 13. Erori de poziționare obținute cu un echipament electronic de numărare de 50 KHz.

La sistemul de măsurare absolut măsurarea se face printr-o combinație definită de semnele pe scala gradată. În cazul acestei metode nu apar erori datorite deplasărilor ulterioare comenzii de strop, nici datorită vibrațiilor. În eroarea de poziționare se includ numai erorile sistematice.

În cazul sistemului de măsură analogic (o deplasare este convertită într-o mărime fizică, care la rîndul ei este convertită într-o valoare numerică) măsurarea este întotdeauna absolută. Erorile care apar se datoresc calității convertorului echipamentului, în partea analog — numerică.

Se cunoaște faptul că performanțele în ce privește precizia de poziționare sînt superioare la folosirea metodei de măsurare directă a deplasării, față de cele de măsurare indirectă, care traduc în eroare de deplasare jocuri, rigidități, erori de pas.

Concluzii. În vederea obținerii unei mașini-unelte cu comandă numerică care să asigure o precizie dorită este necesară cunoașterea unei multitudini de factori ce influențează precizia, cunoașterea și analiza ponderii și modului de acționare a fiecăruia. Măsurile ce trebuie luate se referă atît la constructor (proiectant și fabricant) cît și la beneficiar precum și la mașina-unealtă propriu-zisă și la echipamentul de comandă.

BIBLIOGRAFIA

1. *Schachle, J. J.* — Accuracy of machine tools: American Machinist March 27, 1967.
2. *Cuppan, B. C. și Olig, G. A.* — Încercarea statică automată a structurilor mașinilor-unelte, MTDR, sept. 1970.
3. *ENIMS* — Jspitanie i issledovanie metallorejușcih stankov TBTI — Moskova, 1958.
4. *Levina, Z. M.* — Research on the static stiffness of joints in machine tools — MTDR, sept. 1967.
5. *Optiz, H.* — Neue Fertigungsproblemen, 1970.
6. *Taft, K. C., ș.a.* — Dynamic accuracy in numerical control systems. In: The tools and Manufacturing Engineer May, 1967.
7. *Burmester, J.* — The accuracy of NC machine tools. In: Engineering Digest, nr. 8, 9, 11 — 1967.

◆

CZ : 621.92.004.1 : 621–52

Mărirea preciziei de prelucrare în ciclu automat la mașina de rectificat interior prin micșorarea deformațiilor termice

Ing. Mircea **LUDIG**; ing. Atanasie **COVRIG** — I.C.P.M.U.A – București

Introducere

Obținerea unor productivități mari la prelucrarea prin rectificare a alezajelor se face prin micșorarea timpilor de reglaj și automatizarea ciclurilor de lucru. Tendința este ca la prelucrarea unui lot de piese cu aceeași cotă de alezaj să fie comandate automat:

— avansul transversal continuu sau intermitent cu două valori, una pentru degroșare alta pentru finisare, trecerea făcîndu-se la un adaos de finisare programat;

— schimbarea vitezei mesei longitudinale de la o viteză de degroșare la o viteză de finisare, la același adaos de finisare programat;

— corectările pietrei de rectificat la adîncimi de adaos programate;

— deplasările de compensare a uzurii pietrei înainte de fiecare corecție și riguros egale, atît pentru diamant cît și pentru piesă și pentru profilul pietrei;

— finisarea prin destindere (scînteiere) cu o durată programată.

La majoritatea pieselor prelucrate pe mașinile de rectificat interior este necesară și prelucrarea unei suprafețe frontale, pentru care maşina are un cap de rectificat frontal al cărui ciclu de prelucrare se poate executa automat. Din considerente de spaţiu, gabarit, lungimi de deplasări, cît şi poziţii ale deplasărilor, acest cap de rectificare este amplasat deasupra capului portpiesă. Pentru obţinerea unor deplasări riguros egale a portdiamantului şi a piesei, cît şi pentru a nu se modifica paralelismul axului piesei cu axa capului de rectificat frontal, ambele se amplasează prin suprapunere pe aceeaşi sanie.

La prelucrarea unui lot mare de piese este avantajoasă folosirea aparatelor de control activ, a căror reglare cere un timp suplimentar faţă de prelucrarea cu oprire la tampon a mecanismului de avans transversal. La folosirea aparatelor de control activ precizia este superioară.

Această lucrare are ca obiect metodele de mărire a preciziei de prelucrare în ciclu automat fără control activ prin micşorarea deformaţiilor termice.

Cauzele abaterilor de cote de la prelucrarea în ciclu automat cu oprire la tampon.

Aceste abateri ies în evidenţă la prelucrarea în ciclu automat a unui lot de piese, fără intervenţia muncitorului în reglajul iniţial al maşinii. Experimentările s-au efectuat pe o maşină de rectificat interior cu cap de rectificare frontal amplasat deasupra capului portpiesă.

S-au prelucrat două loturi de piese a cîte nouă, zece piese, cu următorul regim de aşchiere :

Piatră	46 L 80 × 40 × 20
Turaţia pietrei	6300 rot/min.
Turaţia piesei	188 rot/min.
Viteza de avans longitudinal	4 m/min.
Avans transversal	5 µm/cursă
Adîncimea de corectare-compensare	15 µm.
Durata scînteierii	20 s.

Cotele obţinute se prezintă în tabelul 1

Tabelul 1

Nr. crt.	Diametru (mm)	
	Lot 1	Lot 2
1.	92,235	90,295
2.	92,240	90,303
3.	92,246	90,310
4.	92,258	90,333
5.	92,267	90,334
6.	92,263	90,334
7.	92,266	90,350
8.	92,272	90,353
9.	92,280	90,358
10.	—	90,361

Din diagrame (fig. 1) se observă o tendinţă de creştere a cotei mai pronunţată decît simpla împrăştiere.

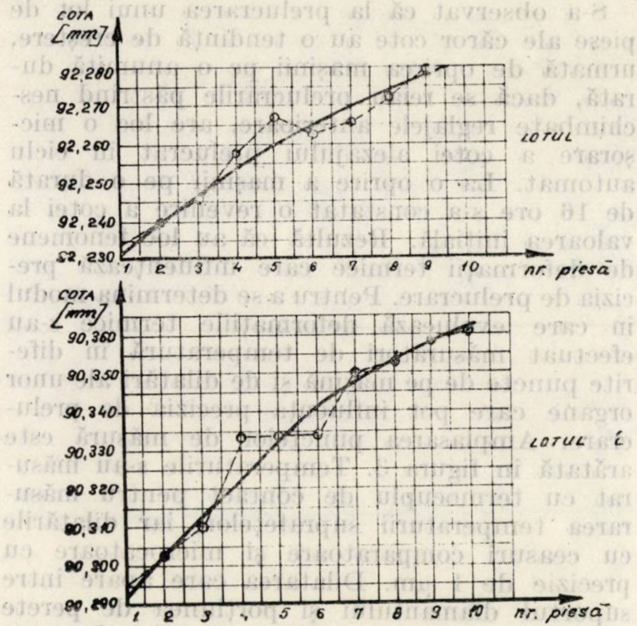


Fig. 1. — Variaţia cotelor de la piesă la piesă la maşina experimentată, în starea iniţială.

S-au presupus o serie de cauze pentru care s-au efectuat experimentări amănunţite. Acestea au fost :

a) Deplasarea poziţiei pîrghiei mecanismului de avans transversal după retragerea saniei transversale pentru corectarea pietrei (1 în fig. 2). Măsurătorile au arătat o împrăştiere doar de 1 µm.

b) Deplasări ale poziţiei capacului cilindrului de retragere a saniei transversale în timpul corectării pietrei (2 în fig. 2). Măsurătorile au arătat o împrăştiere a poziţiei de maximum 2 µm.

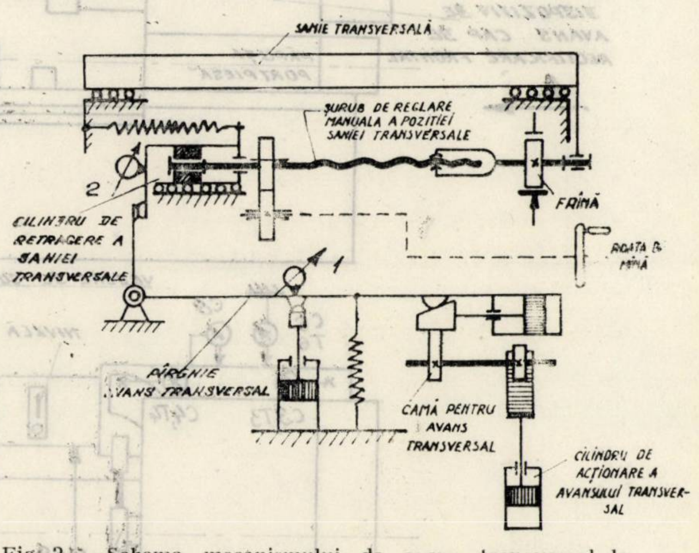

SANIE TRANSVERSALĂ
ŞURUB DE REGLARE MANUALĂ A POZIŢIEI SANIEI TRANSVERSALE
FRÎNĂ
2
CILINDRU DE RETRAGERE A SANIEI TRANSVERSALE
ROATĂ DE MÎNĂ
1
PÎRGHIE AVANS TRANSVERSAL
CAMĂ PENTRU AVANS TRANSVERSAL
CILINDRU DE ACŢIONARE A AVANSULUI TRANSVERSAL

Fig. 2. — Schema mecanismului de avans transversal la maşina de rectificat interior experimentată.

c) Deplasări ale poziţiei portdiamantului faţă de suport la coborîri şi ridicări repetate. Măsurătorile au arătat o împrăştiere de maximum 1 µm.

d) Deplasările poziţiei portdiamantului faţă de axa arborelui piesei datorită deformaţiilor termice.

S-a observat că la prelucrarea unui lot de piese ale căror cote au o tendinţă de creştere, urmată de oprirea maşinii pe o anumită durată, dacă se reiau prelucrările păstrînd neschimbate reglajele anterioare, are loc o micşorare a cotei alezajului prelucrat în ciclu automat. La o oprire a maşinii pe o durată de 16 ore s-a constatat o revenire a cotei la valoarea iniţială. Rezultă că au loc fenomene de deformaţii termice care influenţează precizia de prelucrare. Pentru a se determina modul în care evoluează deformaţiile termice s-au efectuat măsurători de temperatură în diferite puncte de pe maşină şi de dilatări ale unor organe care pot influenţa precizia de prelucrare. Amplasarea punctelor de măsură este arătată în figura 3. Temperaturile s-au măsurat cu termocuplu de contact pentru măsurarea temperaturii suprafeţelor, iar dilatările cu ceasuri comparatoare şi microcatoare cu precizie de 1 μm. Dilatarea care apare între suportul diamantului şi porţiunea de perete a carcasei situată imediat sub arborele portpiesă s-a măsurat cu traductoare inductive de deplasare, o punte amplificatoare şi voltmetru numeric.

S-a mai măsurat şi înclinarea suportului portdiamantului cu nivele de coincidenţă.

La funcţionarea în gol a maşinii de rectificat interior efectuîndu-se cicluri automate, rezultatele măsurătorilor conform schemei din figura 3 sînt prezentate în figura 4. Din analiza datelor experimentale rezultă următoarele concluzii:

1. Între arborele portpiesă şi suportul diamantului a apărut o deplasare cauzată de dilatări, sesizată de traductorul inductiv şi comparatoarele C. 9 şi C.10. Această dilatare explică fenomenul de creştere a diametrelor alezajelor unui lot de piese prelucrat în ciclu automat.

2) Încălzirea peretelui carcasei păpuşii portpiesă cu pînă la 12,5°C peste temperatura mediului ambiant este mai puternică la peretele din spate lîngă care se găseşte motorul de antrenare a arborelui portpiesă. Datorită ferestrelor de aerisire mici circulaţia aerului refulat de ventilatorul motorului se face în mare măsură în interiorul carcasei în circuit închis, ceea ce duce la încălzire şi la transmiterea căldurii prin convecţie. De asemenea, motorul transmite prin talpă la carcasă o anumită cantitate de căldură.

3) Deplasarea saniei transversale faţă de sol (comparatoarele C.5; C.6; C.7) se datoreşte dilatării şurubului conducător al mecanismului de avans transversal şi cilindrului de retragere pentru corectare. Deoarece deplasarea se face simultan şi cu aceeaşi valoare atît la arborele portpiesă cît şi la suportul diamantului, această dilatare nu influenţează cota piesei prelucrate.

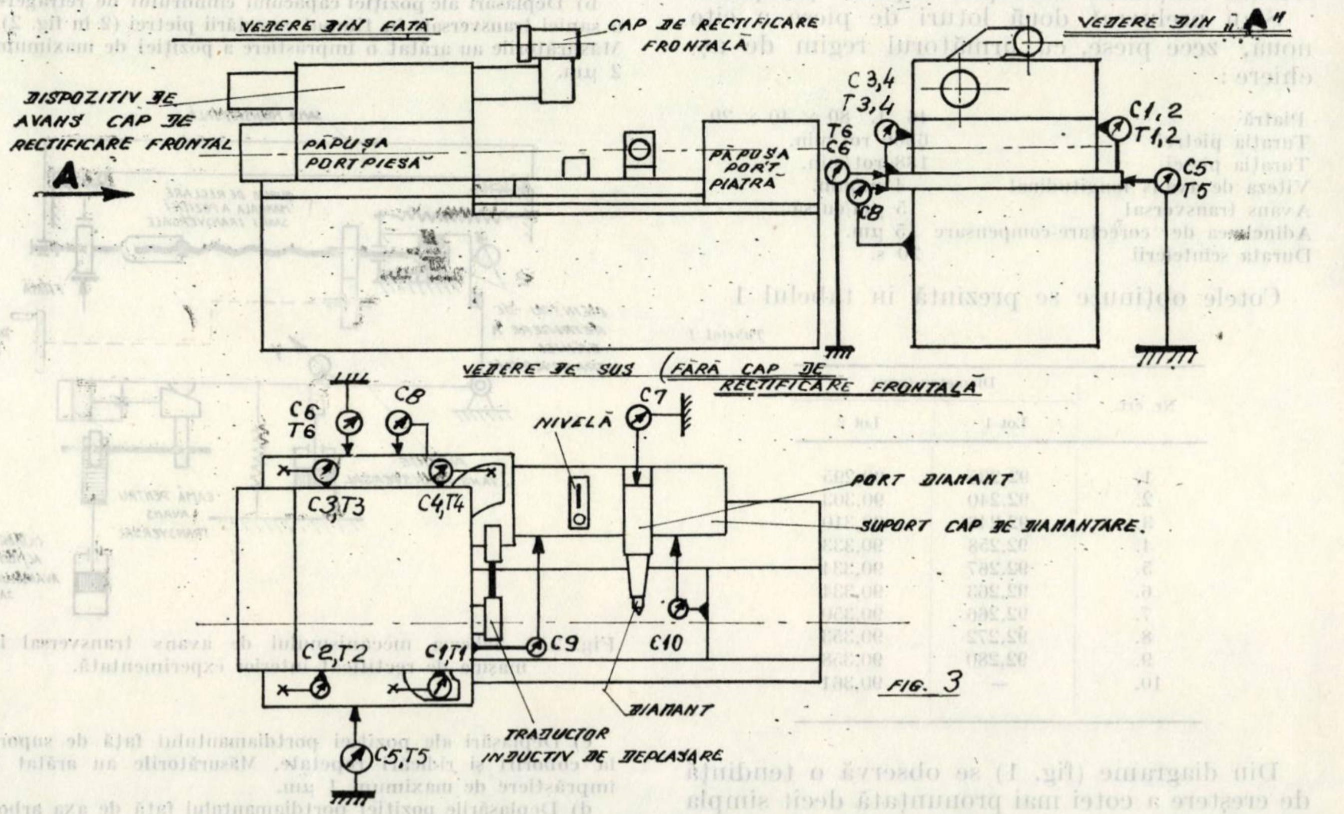

VEDERE DIN FAŢĂ
CAP DE RECTIFICARE FRONTALĂ
VEDERE DIN „A"
DISPOZITIV DE AVANS CAP DE RECTIFICARE FRONTAL
A
PĂPUŞA PORTPIESĂ
PĂPUŞA PORT PIATRĂ
C3,4
T3,4
T6
C6
C8
C1,2
T1,2
C5
T5
VEDERE DE SUS (FĂRĂ CAP DE RECTIFICARE FRONTALĂ
C6
T6
C8
C7
NIVELĂ
C3,T3
C4,T4
PORT DIAMANT
SUPORT CAP DE DIAMANTARE.
C2,T2
C1,T1
C9
C10
FIG. 3
DIAMANT
TRADUCTOR INDUCTIV DE DEPLASARE
C5,T5

Fig. 3. — Schema de măsurare a temperaturilor şi a dilatărilor.

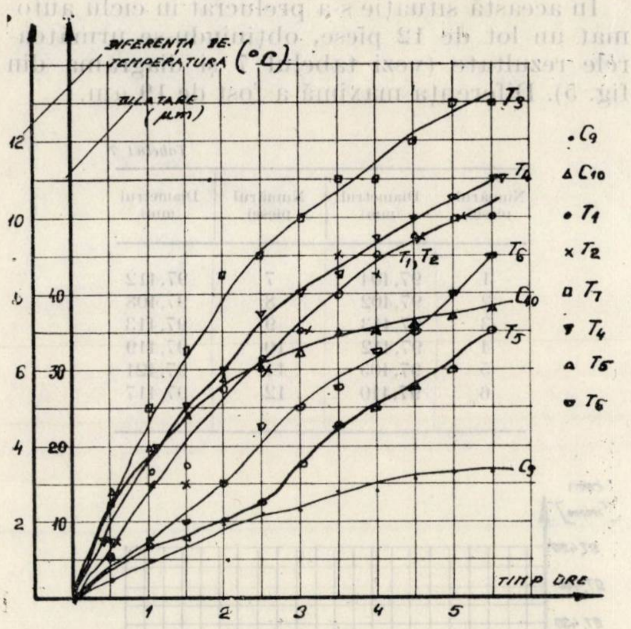


Fig. 4. — Variaţia cotelor de la piesă la piesă după îmbunătăţiri.

4) Poziţia de corectare s-a păstrat cu o repetabilitate foarte bună.

5) Temperatura saniei transversale este mai scăzută decît la păpuşa portpiesă datorită suprafeţei de separaţie. Pentru comparaţie s-au efectuat măsurători pe o maşină de rectificat interior Voumard 6A cu o construcţie similară (motorul de antrenare al arborelui portpiesă înglobat în păpuşa portpiesă, cap de rectificare frontală deasupra păpuşii portpiesă). Măsurătorile s-au efectuat doar la o parte din punctele prevăzute în figura 3, rezultatele fiind prezentate în tabelul 2. Încălzirile mai mici decît la maşina analizată anterior se datoresc unei ferestre relativ mari în carcasa păpuşii portpiesă. La prelucrarea unui lot de piese pe maşina Voumard 6 A, la un regim de lucru apropiat de cel de mai sus, s-au obţinut creşteri ale diametrului alezajului prelucrat conform tabelului 3 (abaterile s-au luat faţă de o cotă arbitrar aleasă). Diferenţa maximă a fost de 49 μm.

Tabelul 2

Ora	8^{00}	8^{30}	9^{00}	9^{30}	10^{45}
T.1 (°C)	29	29	29,5	30	30
T.2 ,,	28,5	30	30	30,5	31
T.3 ,,	29,5	30,5	30,5	30,5	31
T.4 ,,	29,5	30	30	30	31
T.5 ,,	27,5	27,5	28	28,5	28,5
T.6 ,,	27,5	27,5	28	28,5	28,5
C.3 (μm)	0	0	1	4	5,5
C.4 ,,	0	0	0,5	0,5	1,5
T aer (°C)	26,5	26,5	28	28,5	29

Tabelul 3

Nr. piesă	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Abateri (m)	−2	−9	4	10	17	14	27	20	35	33	35	40

Prelucrarea lotului de piese s-a efectuat pe o durată de cinci ore, după o încălzire prealabilă a maşinii de 30 de minute.

Pentru a analiza mai precis cauzele deformaţiilor termice s-au determinat dilatările şi încălzirile la maşina iniţială supusă experimentării, îndepărtînd capul de rectificare frontală şi capacul păpuşii portpiesă. Rezultatele sint arătate în tabelul 4 (se menţin notaţiile din figura 3) şi arată o stabilizare rapidă a deformaţiilor termice în circa 1,5 ore. S-a analizat de asemenea influenţa instalaţiei hidraulice asupra deformaţiilor termice la funcţionarea instalaţiei în gol, fără rotirea arborilor portpiesă şi portpiatră.

Tabelul 4

Timpul	0	45′	90′	120′
T.1 (°C)	—	−27	27,5	—
C.1 (μm)	0	−1	0	—
T.2 (°C)	—	28	28,5	—
C.2 (μm)	0	+0,5	+0,5	—
T.3 (°C)	—	30,5	32	—
C.3 (μm)	0	+1,5	+2	—
T.4 (°C)	0	28	30	—
C.4 (μm)	0	−1	−3	—
C.5 (μm)	0	+2	+5	—
C.6 (μm)	0	−1	−1	—
C.7 (μm)	0	−7	−13	—
C.9 (μm)	0	−5,5	−5,5	—
C.10 (μm)	0	−2	−3	− 3
Traductor inductiv (μm)	0	+13	+16	+17

Pe baza rezultatelor din tabelul 5 se poate trage concluzia că amplasarea bazinului de ulei, a pompei şi a aparatajului hidraulic are

Tabelul 5

Timp	0	30′	60′	90′	120′
C.1 (μm)	0	0,5	0,5	0,5	0,5
C.2 (μm)	0	0	0	0	0
C.3 (μm)	0	0,5	1	1	1
C.4 (μm)	0	0	0	1	1
C.5 (μm)	0	7	18,5	25,5	28,5
T.5 (°C)	25	25	25	25	25
C.6 (μm)	0	−7	−18	−27	−38
T.6 (°C)	25	25	25	25	25
C.7 (μm)	0	−5	−19	−29	—
C.9 (μm)	0	0	0	0	0
C.10 (μm)	0	−6	−14	−16	−19,5
Traductor inductiv	(μm)	0	0	0	0
Temp. ulei (°C)	32,5	35,5	40,5	43	46

o influenţă cu totul neglijabilă asupra dilatărilor ce duc la mărirea distanţei între arborele portpiesă şi suportul diamantului (C. 9 şi traductorul inductiv).

Pentru micşorarea deformaţiilor termice şi mărirea preciziei prelucrării în ciclu automat s-au experimentat următoarele îmbunătăţiri constructive ale capului portpiesă:

1. Mărirea ferestrei carcasei capului portpiesă în dreptul curentului de aer refulat de motorul ventilatorului.

2. Execuţia unei ferestre în peretele de jos al carcasei sub curentul de aer al motorului.

3. Aerul refulat de ventilatorul motorului a fost ghidat printr-un bandaj de tablă spre fereastra din spate a capului portpiesă.

4. Sub tălpile motorului s-a introdus o placă de pertinax ca izolator de căldură.

În urma acestor modificări s-au repetat măsurătorile (tabelul 7). Rezultă următoarele ameliorări faţă de situaţia anterioară:

a) Deplasarea între arborele portpiesă şi suportul diamantului s-a micşorat (deplasarea citită de comparatorul C.9 s-a micşorat de la 6,5 μm pînă la 6,5 μm).

b) Încălzirea păpuşii portpiesă s-a micşorat de la 12,5°C pînă la 5°C.

c) Încălzirea saniei transversale a fost de 3°C faţă de 9°C în situaţia anterioară.

Tabelul 6

Timp	0	30′	60′	90′	120′	150′	180′
T.1 (°C)	26	27	28	29	29	30	31
C.1 (μm)	0	2,5	3	3	3	2	1,5
T.2 (°C)	26	26,5	27,5	28,5	29	30	31
C.2 (μm)	0	0,5	2	2,5	3	3	3
T.3 (°C)	26	27	28	29	30	30,5	31
C.3 (μm)	0	1,5	2,5	3	3	3	2,5
T.4 (°C)	26	26	27	28	29	30	30
C.4 (μm)	0	0	0,5	0,5	0,5	0,5	0
T.5 (°C)	26	26	26	27	28	29	30
T.6 (°C)	26	26	26	27	28	29	30
C.7 (μm)	0	−11	−21	−37	−40	−48	−52,5
C.9 (μm)	0	−1	−2	−3	−3,5	−4,5	−5,5
C.10 (μm)	0	−10	−21	−26,5	−31	−34	−36
Traduct. induc. (μm)	0	−1	−1	−2,5	−3	−3,5	−4,5

În această situaţie s-a prelucrat în ciclu automat un lot de 12 piese, obţinîndu-se următoarele rezultate (vezi tabelul 7 şi diagrama din fig. 5). Diferenţa maximă a fost de 19 μm.

Tabelul 7

Numărul piesei	Diametrul (mm)	Numărul piesei	Diametrul (mm)
1	97,404	7	97,412
2	97,402	8	97,408
3	97,413	9	97,413
4	97,412	10	97,419
5	97,405	11	97,421
6	97,410	12	97,417

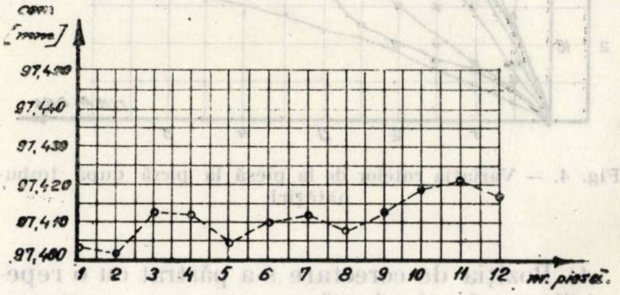


Fig. 5

Comparativ, abaterile de cote de la alezaje prelucrate în ciclu automat se prezintă în modul următor:

Tabelul 8

Maşina de rectificat interior	Abaterea maximă în μm
Maşina experimetată în starea iniţială	67
Maşina Voumard 6 A	49
Maşina experimentată după îmbunătăţiri	19

S-a creat astfel posibilitatea să se poată prelucra piese în ciclu automat fără control activ, fără intervenţia muncitorului în reglajul maşinii pentru obţinerea unei precizii satisfăcătoare pentru o gamă largă de piese utilizate în industria constructoare de maşini.

◆

CZ: 621.9 : 621.82.001.2

Criterii de calcul și optimizare ale reazemelor hidrostatice pentru arborii principali ai mașinilor-unelte

Ing. Dan A. HÂNCU — ICPMUA – București
Ing. Mircea DUMBRAVĂ — Institutul politehnic – București
Mat. Draga ATANASIU — ICPMUA – București

Utilizarea tot mai frecventă a lagărelor hidrostatice în construcția mașinilor-unelte și mai cu seamă la sistemele de rezemare ale arborilor principali determină necesitatea stabilirii unor criterii clare pentru calculul și optimizarea parametrilor funcționali ai acestor lagăre. Valorile și modul de variație al acestor parametri sînt determinate de parametrii geometrici și de alimentare.

Analiza din această lucrare se referă la influența parametrilor geometrici asupra caracteristicilor funcționale ale lagărelor cilindrice cu $z = 6$ degajări, fără canale longitudinale de evacuare. Aceste lagăre sînt complet determinate dimensional de mărimile prezentate în figura 1 cu care s-au format parametrii geometrici [3]:

— global: $k = \frac{D}{1}$

— circumferențial: $k_b = \frac{bd}{b}$

— axial: $K_1 = \frac{1d}{1}$

— de alimentare: $\lambda = \frac{32}{3\pi} \cdot \frac{l_c}{d_c^4} \cdot h_0^3$

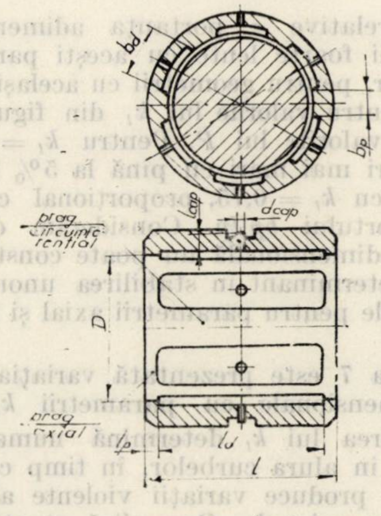


Fig. 1

Cercetările proprii ca și cele efectuate de alți cercetători [1, 2] au arătat că numărul de degajări $z = 6$ este suficient de mare pentru ca variațiile portantei și rigidității cu direcția forței exterioare P, față de linia $O-O$ determinată de unghiul γ, să fie neglijabile, astfel încît lagărul să fie considerat izostatic pentru excentricități relative $\varepsilon < 0,5$. Lagărele cu $z = 6$ prezintă o rigiditate superioară față de lagărele cu $z = 3$, 4 și 5 degajări (fig. 2).

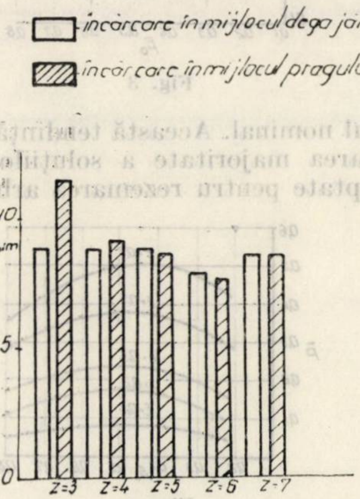


Fig. 2

De asemenea, tehnologia de execuție a unui lagăr cu $z = 6$ degajări nu prezintă complicații deosebite. Discuția influenței parametrilor geometrici asupra caracteristicilor funcționale necesită precizarea condițiilor în care se face alimentarea lagărelor.

Lucrarea va analiza cazul lagărelor hidrostatice alimentate prin restrictori capilari. Pentru precizarea completă a condițiilor de alimentare este necesar să se stabilească valoarea numărului caracteristic:

$$\bar{p}_0 = \frac{\text{presiunea din degajări pentru excentricitate nulă}}{\text{presiunea de alimentare}}$$

Urmărind variația rigidității și portanței în funcție de numărul catacteristic $\bar{p}_0$, se constată din figurile 3 și 4 că valorile maxime ale acestor caracteristici funcționale sînt atinse pentru valori ale lui $\bar{p}_0$ în jurul lui 0,5 pentru excentricități relative care nu depășesc valoarea $\varepsilon = 0,4$. Deoarece acestea sînt și condițiile specifice funcționării lagărelor hidrostatice pentru arborii principali ai mașinilor unelte, lucrarea adoptă valoarea $\bar{p}_0 = 0,5$. O dată precizate condițiile de funcționare și alimentare se poate trece la analiza parametrilor geometrici.

Utilizarea cea mai largă în construcția de mașini actuale o au lagărele cilindrice a căror lungime este egală sau apropiată de diametrul nominal. Această tendință se observă i în marea majoritate a soluțiilor constructive adoptate pentru rezemarea arborilor principali ai mașinilor-unelte. Într-adevăr, experiența practică cîștigată în acest domeniu arată că în foarte puține cazuri este necesară folosirea unor lagăre cilindrice cu lungimea mai mare decît diametrul. Din curbele de variație ale portanței și rigidității adimensionale $\bar{P}$ respectiv $\bar{c}$ [4], cu parametrul geometric global k (fig. 5), se observă că lagărele scurte ($1 < d$) sînt de preferat, deoarece pentru aceleași condiții de funcționare (Pa, η, h_0) realizează pentru unitatea de suprafață proiectată performanțe mai bune.

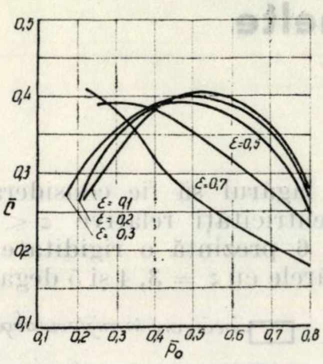


Fig. 3

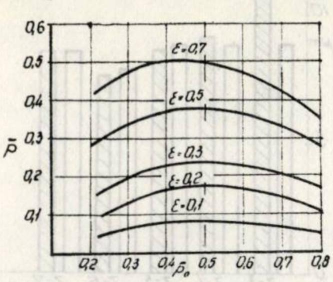


Fig. 4

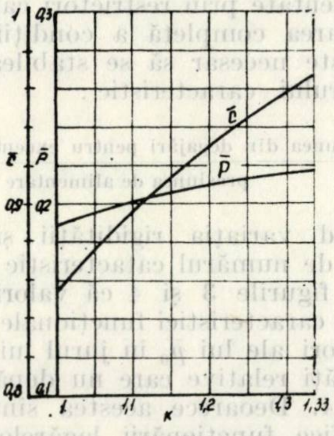


Fig. 5

Domeniul $K \in (0{,}6\ ;\ 1{,}33)$ pentru care s-au trasat curbele este acoperitor pentru construcțiile normale ale arborilor principali de mașini-unelte. Pentru realizarea unor valori impuse de portanță și rigiditate din lagărele cu aceeași suprafață proiectată ($l \cdot d = \text{const}$), proiectantul va opta pentru lagărul cu diametrul maxim admis de condițiile de gabarit și de forma constructivă a arborelui. Soluția este avantajoasă și din punct de vedere al rigidității acestuia. O analiză preliminară a influenței pragurilor asupra performanțelor lagărelor recomandă ca domenii uzuale de valori :

— pentru parametrul axial :

$K_e \in (0{,}7\ ;\ 0{,}9)$

— pentru parametrul circumferențial

$K_b \in (0{,}5\ ;\ 0{,}9)$

În figura 6 este pusă în evidență variația portanței adimisionale cu parametrii K_e, K_b. Se observă că pentru aceleași valori ale excentricității relative ε portanța adimensională are variații foarte lente cu acești parametri. Într-adevăr, pentru geometrii cu același raport bp/lp și pentru valorile lui k_l din figură s-au comparat valorile lui $\bar{P}$. Pentru $k_l = 0{,}9$ se obțin valori mai mari cu pînă la 5% față de geometria cu $k_l = 0{,}75$, proporțional cu creșterea raportului bp/lp. Considerăm deci că portanța adimensională nu poate constitui un criteriu determinant în stabilirea unor valori preferențiale pentru parametrii axial și circumferențial.

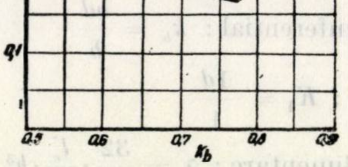


Fig. 6

În figura 7 este prezentată variația rigidității adimensionale cu parametrii k_l și k_b.

Schimbarea lui k_l determină numai mici modificări în alura curbelor, în timp ce parametrul k_b produce variații violente ale rigidității adimensionale. O analiză atentă a influenței geometriei asupra lui c ne-a condus la concluzia că parametrul determinat pentru variația sa este de fapt raportul dintre dimensiunile pragurilor $kp = bp/lp$. Se constată astfel că pentru valori ale lui k_l între 0,75 și 0,9 se obțin aceleași valori ale rigidității adimensionale pentru o valoare dată a raportului

Kp. Pe de altă parte, pentru valori $kp > 2$ rigiditatea adimensională scade considerabil, de unde concluzia că nu este raţional să se construiască lagăre cu pragurile circumferenţiale mai mari decît dublul pragului axial. Proiectantul va alege deci valori ale parametrului k_b care pentru un k_l dat va satisface condiţia :

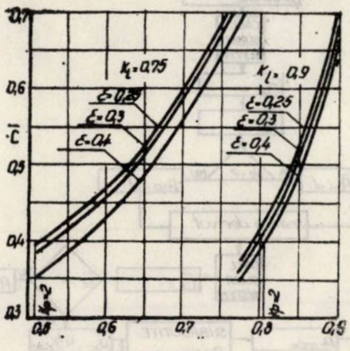


Fig. 7

$$\frac{bp}{lp} \leqslant 2$$

În figura 8 se prezintă variaţia debitului adimensional $\bar{Q}_0$ cu k pentru trei valori ale parametrului axial. Variaţia este liniară, panta

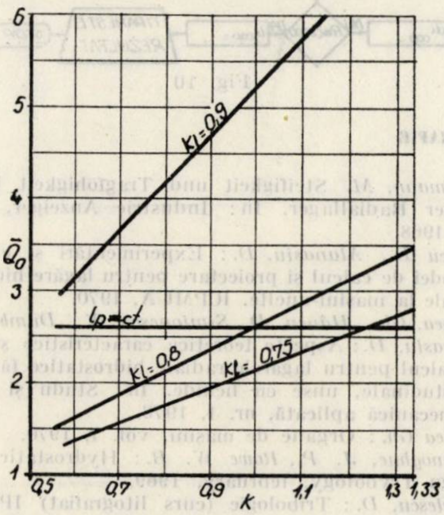


Fig. 8

dreptelor fiind determinată de valorile parametrului axial. Este avantajos ca debitul şi puterea necesară pentru alimentarea lagărului să fie cît mai mici. Din diagramele figurii 8 se observă că sub acest aspect sînt de preferat lagărele cu valori mici ale lui k. Pragul axial trebuie să fie suficient de mare pentru a suporta greutatea arborelui şi a pieselor montate pe acesta, cînd lagărul nu este alimentat cu fluid. Din acest punct de vedere mărimea lui odată cu lungimea lagărului nu este necesară. Atunci cînd l_p = constant, debitul adimensional este acelaşi pentru orice k (fig. 8).

Faţă de geometriile cu k_l constant, geometriile cu lp = constant prezintă avantajul de a nu fi contradictorii cu adoptarea unor valori mari pentru parametrul global k (lagăre scurte) recomandabile, aşa cum s-a arătat, din punct de vedere al portanţei şi rigidităţii. Dacă totuşi pragul axial se construieşte după criteriul k_l = constant, se vor evita soluţiile cu $k_l > 0{,}8$.

În figura 9 este reprezentată variaţia puterii de frecare adimensionale cu parametrul global k pentru cîte trei valori ale parametrului k_l şi k_b. Pentru tot domeniul de geometrii alura curbelor se menţine aceeaşi, cu o creştere importantă a puterii de frecare adimensionale cu micşorarea valorii lui k. Influenţa parametrului k_b asupra puterii de frecare este mai puternică decît cea a lui k_l. Este evident că în vederea realizării unor pierderi de putere prin frecare mici, dimensiunile pragurilor axiale şi circumferenţiale trebuie să fie de asemenea mici. Din analiza variaţiei puterii de frecare adimensionale cu parametrii geometrici se desprind deci următoarele indicaţii :

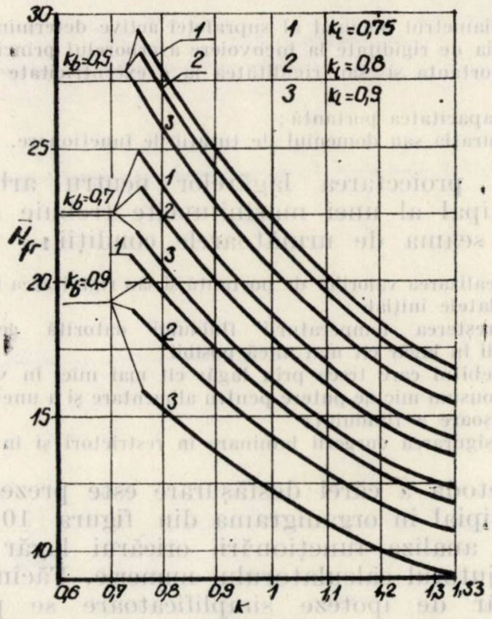


Fig. 9

— se vor prefera construcţii cu valori mari ale parametru lui k (lagăre scurte)

— se vor prefera pragurile axiale cu lungime mică, dar se va respecta condiţia impusă de debit şi puterea de alimentare ($k_l < 0{,}8$).

— şi din punct de vedere al puterii de frecare este raţional să se respecte condiţia $bp/lp \leqslant 2$, stabilită prin analiza rigidităţii adimensionale.

Determinarea unor parametri geometrici corespunzători constituie unul dintre factorii cei mai importanţi pentru realizarea unor lagăre cu performanţe ridicate, de aceea analiza prezentată privind influenţa parametrilor geometrici asupra caracteristicilor funcționale ale lagărelor hidrostatice cilindrice ne-a fost deosebit de utilă în stabilirea celei mai potrivite metode de calcul și optimizare pentru condițiile de lucru specifice arborilor principali ai mașinilor-unelte. Metoda a fost elaborată pentru determinarea cu ajutorul calculatorului numeric a caracteristicilor funcționale ale lagărelor, funcție de datele și condițiile inițiale impuse și de criteriile de calcul adoptate.

Datele inițiale pe care proiectantul le are de obicei la dispoziție sînt următoarele :

— diametrul nominal al suprafeței active determinat din condiția de rigiditate la încovoiere a arborelui principal ;
— portanța și/ sau rigiditatea la o excentricitate cunoscută ;
— capacitatea portantă ;
— turația sau domeniul de turații de funcționare.

La proiectarea lagărelor pentru arborele principal al unei mașini-unelte trebuie să se țină seama de următoarele condiții :

— realizarea valorilor de portanță și/sau rigiditatea impuse prin datele inițiale ;
— creșterea temperaturii fluidului datorită generării căldurii în lagăr cît mai mică posibil ;
— debitul care trece prin lagăr cît mai mic, în vederea unui consum mic de putere pentru alimentare și a unei colectări ușoare a fluidului ;
— asigurarea curgerii laminare în restrictori și în lagăr.

Metoda a cărei desfășurare este prezentată principial în organigrama din figura 10 permite analiza funcționării oricărui lagăr dat, cu ajutorul calculatorului numeric. Făcînd un număr de ipoteze simplificatoare se poate ajunge la o aproximare convenabilă pentru determinarea unui lagăr optim care realizează condițiile funcționale cerute. Calculul a fost simplificat și prin adoptarea unor valori fixe pentru parametrii a căror influență asupra performanțelor lagărului permit stabilirea unor valori preferențiale.

Cu toate acestea programul realizat se caracterizează printr-o elasticitate remarcabilă, datorită posibilităților de modificare a unui număr însemnat de parametri funcție de datele inițiale impuse, în vederea obținerii unor valori necesare sau optime. În cazul în care setul inițial de date nu duce la realizarea performanțelor dorite prin modificarea corespunzătoare a presiunii de alimentare a grosimii nominale de peliculă și a viscozității, este necesară adoptarea altor valori pentru parametrii geometrici în limitele impuse de analiză.

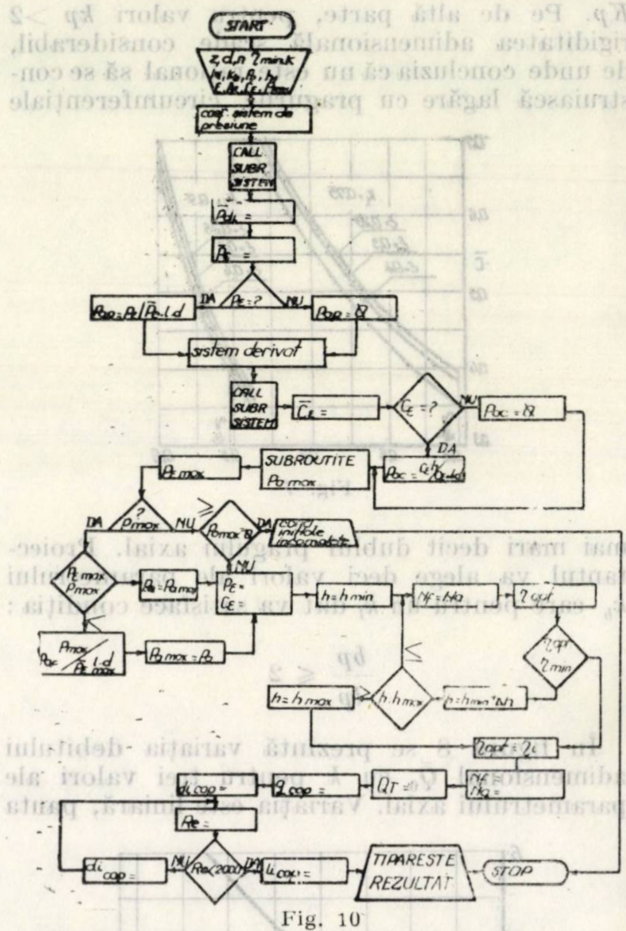


Fig. 10

BIBLIOGRAFIE

1. *Hoffmann, M.* Steifigkeit und Tragföhigkeit hydrostatischer Radiallager. In : Industrie Anzeiger, Nr. 44, 31.5.1968.
2. *Hâncu D., Atanasiu, D.* : Experimentări și elaborarea metodei de calcul și proiectare pentru lagăre hidrostatice radiale la mașini-unelte. ICPMUA, 1970.
3. *Manea, Gh., Hâncu, D., Simionescu, V., Dumbravă, M., Atanasiu, D.*: Aspecte teoretice caracteristice și metodă de calcul pentru lagărele radiale hidrostatice fără canale longitudinale, unse cu lichide. In : Studii și cercetări de mecanică aplicată, nr. 1, 1973.
4. *Manea Gh.* : Organe de mașini, vol. I, 1970.
5. *O'Donoghue, J. P., Rowe W. B.* : Hydrostatic bearing design Trybology, february, 1969.
6. *Pavelescu, D.* : Tribologie (curs litografiat) IPB, 1973.
7. *Rippel, C. H.* : Cast bronze hydrostatic bearing design manual, 1963.
8. *Stansfield, F. M.* : The design of hydrostatic journal bearings 8 th International MTDR Conference — Manchester, september 1967.
9. *Tabără, V.* : Considerații asupra rigidității lagărelor hidrostatice. In : Construcția de mașini 25 (1973) nr. 2.

CZ : 621.9.001.2

Metodica de calcul și optimizare a ghidajelor hidrostatice pentru mașini-unelte

Ing. Constantin **IONESCU** ; ing. Neculai **CRISTEA** — ICPMUA – București

Prin introducerea și menținerea unui film de lubrifiant sub presiune între suprafețele de ghidare, a cărui grosime nu depășește cîteva optimi de milimetru, se obține o reducere importantă a frecării, eliminarea uzurii, amortizarea vibrațiilor și obținerea unei precizii mărite față de oricare altă soluție utilizată pînă în prezent.

Aceste avantaje impun folosirea sustentației hidrostatice la ghidajele mașinilor-unelte mijlocii și grele de precizie ridicată, convenționale și cu comandă numerică, în scopul ridicării performanțelor mașinilor-unelte românești la nivel competitiv pe piața externă.

1. Generalități

Aplicarea ghidajelor hidrostatice în construcția de mașini-unelte implică necesitatea existenței unei metodici de calcul pentru proiectarea corectă a sistemului de reazeme hidrostatice, a unor criterii de optimizare a parametrilor geometrici și funcționali și întocmirea unui program de calcul pentru calculatorul numeric. Cercetările efectuate la ICPMUA—București au condus la elaborarea unei metode de calcul bazate pe anumite criterii de optimizare, care permite elaborarea unor programe de calcul pentru calculatorul numeric. Experimentările de laborator efectuate au permis aplicarea ghidajelor hidrostatice la o mașină de alezat și frezat, și în urma rezultatelor pozitive obținute s-a trecut la extinderea aplicării acestora la alte tipuri de mașini-unelte proiectate în ICPMUA.

2. Ipoteze de calcul

Metodica de calcul elaborată se bazează pe o serie de ipoteze simplificatoare, după cum urmează :

— ghidajul hidrostatic este format dintr-o sumă de reazeme hidrostatice elementare, asupra fiecăruia acționînd o sarcină egală cu reacția corespunzătoare forțelor exterioare ;

— calculul care urmează se va face pentru un singur reazem hidrostatic de formă dreptunghiulară de tip închis prezentat schematic în figura 1 b ;

— viscozitatea uleiului și presiunea de alimentare sînt constante în timp ;

— uleiul hidraulic folosit ca agent hidrostatic este incompresibil ;

— suprafețele ghidajelor sînt perfect plane și paralele, încît pelicula de ulei este de grosime constantă ;

— în buzunarul reazemului hidrostatic presiunea este constantă la un moment dat pe toată suprafața acestuia și scade liniar pe toată lățimea pragului, avînd valoarea $p = 0$ pe conturul reazemului (fig. 1 b).

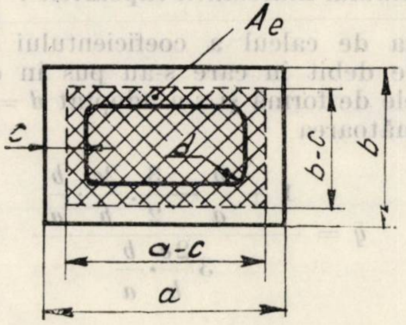


Fig. 1a. Parametrii geometrici ai reazemului hidrostatic de tip deschis.

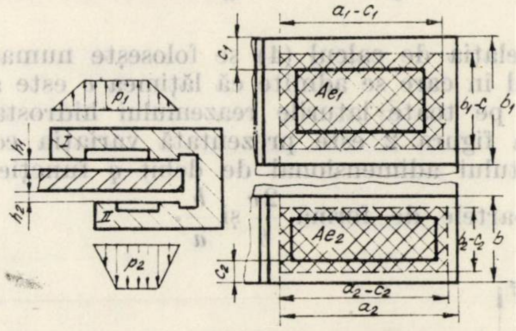


Fig. 1b. Parametrii geometrici ai reazemului hidrostatic de tip închis.

3. Calculul parametrilor geometrici și funcționali.

Debitul de ulei ce străbate un reazem hidrostatic simplu [2] se calculează cu următoarea relație :

$$q = \frac{p \cdot h^3}{6 \cdot \eta}\left[\frac{a+b}{c} + \frac{\pi}{l_n\left(\frac{c}{d}+1\right)} - 4\left(1 - \frac{d}{c}\right)\right] \tag{1}$$

unde:

p este presiunea uleiului din buzunarul reazemului hidrostatic ;
h — jocul (sau grosimea peliculei de ulei) ;
η — viscozitatea dinamică a uleiului ;
a, b, c, d — dimensiunile geometrice ale reazemului (fig. 1a).

notăm :

$$\bar{q} = \frac{1}{6}\left[\frac{a+b}{c} + \frac{\pi}{ln\left(\frac{c}{d}+1\right)} - 4\left(1 + \frac{d}{c}\right)\right] \tag{2}$$

unde :

$\bar{q}$ este coeficientul adimensional de debit ce depinde numai de geometria reazemului.

Relaţia (1) se poate scrie :

$$q = \frac{p \cdot h^3}{\eta} \cdot \bar{q} \cdot \qquad (3)$$

Se adoptă ca rapoarte caracteristice de formă ale reazemului hidrostatic rapoartele : $\frac{b}{a}$ şi $\frac{2c}{b}$.

Relaţia de calcul a coeficientului adimensional de debit în care s-au pus în evidenţă rapoartele de formă şi s-a adoptat $d = 0{,}414\ c$ este următoarea :

$$\bar{q} = \frac{1 + \frac{b}{a} \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{2c}{b} \cdot \frac{b}{a}}{3\,\frac{2c}{b} \cdot \frac{b}{a}} \qquad (4)$$

unde :

$$\frac{2c}{b} \in (0{,}1) \quad ; \quad \frac{b}{a} \in (0{,}1)$$

Relaţia de calcul (4) se foloseşte numai în cazul în care se admite că lăţimea c este aceeaşi pe toate laturile reazemului hidrostatic. În figura 2 este prezentată variaţia coeficientului adimensional de debit $\bar{q}$ funcţie de rapoartele de formă $\frac{2c}{b}$ şi $\frac{b}{a}$.

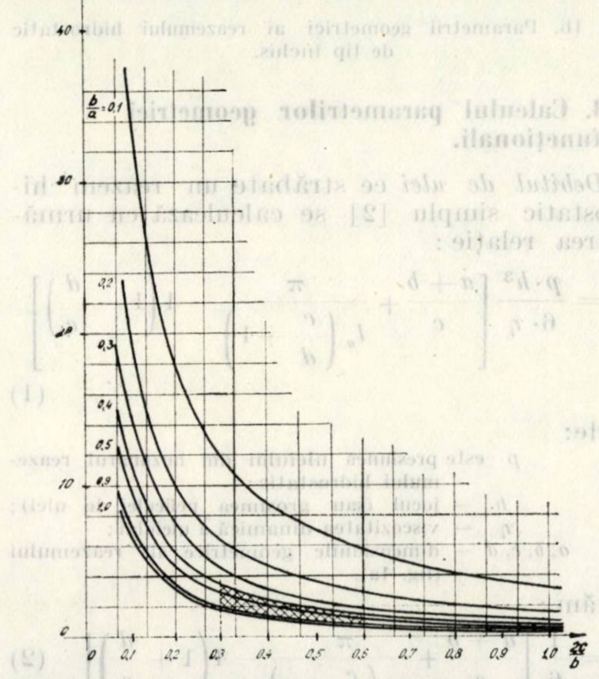


Fig. 2. Varianta coeficientului adimensional de debit $\bar{q}$ în funcţie de rapoartele de formă ale reazemului hidrostatic.

Capacitatea portantă a unui reazem hidrostatic este dată de relaţia generală :

$$T = p_a \cdot \bar{p} \cdot A \cdot \bar{A} \qquad (5)$$

unde:

p_a este presiunea de alimentare (la pompă) ;
$\bar{p}$ — coeficientul adimensional de presiune ;
A — aria totală a reazemului hidrostatic ;
$\bar{A}$ — coeficientul adimensional de arie.

Capacitatea portantă a unui reazem hidrostatic de tip închis se exprimă prin suma algebrică a capacităţilor portante ale celor două suprafeţe ale reazemului [2]. Relaţia de calcul este :

$$T = p_{a_1} \cdot A_1 \cdot \bar{A}_1 \frac{1}{1 + \frac{r_1}{R_1}\left(\frac{h_1}{h_0}\right)^3} - pa_2 A_2 \bar{A}_2 \frac{1}{1 + \frac{r_2}{R_2}\left(\frac{h_1}{h_0}\right)^3} \qquad (6)$$

unde :

pa_1 este presiunea de alimentare a reazemului principal ;
pa_2 — presiunea de alimentare a reazemului complementar ;
A_1, A_2 — ariile totale ;
$\bar{A}_1$, $\bar{A}_2$ — coeficienţii adimensionali de arie ;
h_0 — jocul teoretic ;
h_1 — jocul real în reazemul principal ;
r_1, r_2 — rezistenţele hidraulice ale restrictorilor capilari ;
R_1, R_2 — rezistenţele hidraulice ale reazemelor simple componente.

Coeficientul adimensional de arie depinde numai de geometria reazemului şi exprimă raportul dintre aria efectivă şi aria totală a reazemului. Acest coeficient ia valori în domeniul (0,1). Relaţia de calcul a coeficientului adimensional de arie în care s-au pus în evidenţă rapoartele de formă este :

$$\bar{A} = \left(1 - \frac{1}{2}\,\frac{2c}{b}\,\frac{b}{a}\right)\left(1 - \frac{1}{2} : \frac{2c}{b}\right) \qquad (7)$$

Variaţia acestui coeficient în funcţie de rapoartele de formă este prezentată în diagramele din figura 3.

O funcţionare în condiţii optime a reazemului hidrostatic presupune obţinerea unei capacităţi portante cît mai ridicate, folosind un debit de ulei cît mai scăzut. Pentru a se evita obţinerea unui debit excesiv de mare sau a unei capacităţi portante prea scăzute se recomandă alegerea raportului $\frac{2c}{b}$ în domeniul preferenţiat (0,3 ÷ 0,6), iar pentru raportul $\frac{b}{a}$ se recomandă domeniul preferenţial

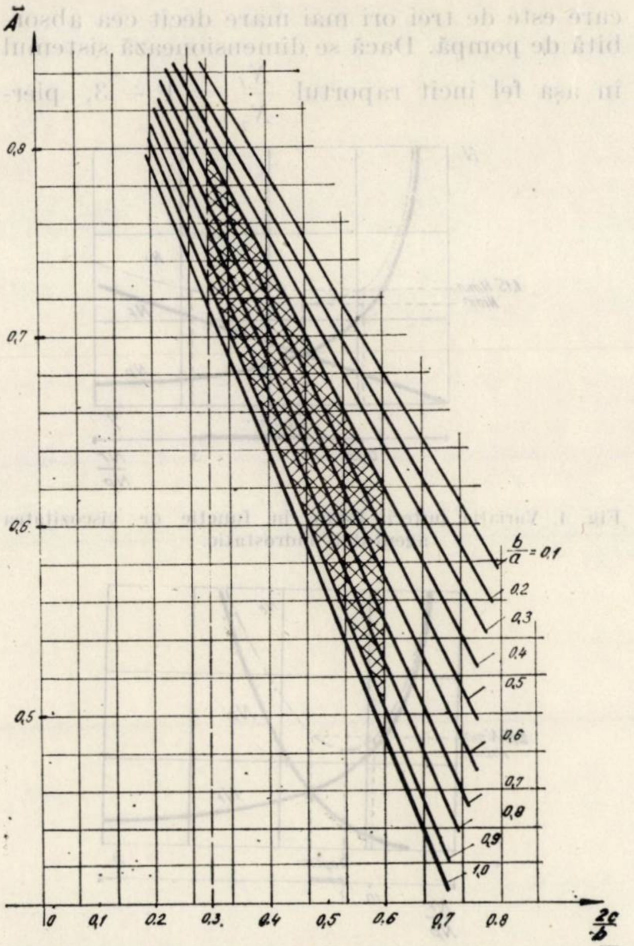


Fig. 3. Variația coeficientului adimensional de arie $\bar{A}$ în funcție de rapoartele de formă ale reazemului hidrostatic.

(0,4 ÷ 0,9). Rezultă pentru coeficientul adimensional de arie domeniul preferențial (0,5 ÷ 0,79).

Rigiditatea unui reazem hidrostatic se calculează cu relația următoare:

$$j = \frac{dT}{dh} \tag{8}$$

Ținînd seama de relația (6), relația (8) devine:

$$j = -\frac{3}{h_0}\left[\frac{p_1 A_1 \bar{A}_1 \frac{r_1}{R_1}\left(\frac{h_1}{h_0}\right)^2}{\left[1+\frac{r_1}{R_1}\left(\frac{h_1}{h_0}\right)^3\right]^2} - \frac{p_2 A_2 \bar{A}_2 \frac{r_2}{R_2}\left(2-\frac{h_1}{h_0}\right)^2}{\left[1+\frac{r_2}{R_2}\left(2-\frac{h_1}{h_0}\right)^3\right]^2}\right] \tag{9}$$

Dacă se notează:

$$p_2 = k_1 \cdot p_1$$
$$Ae_2 = k_2 \cdot Ae_1$$

rezultă:

$$j = -3\,\frac{p_1 \cdot Ae_1}{h_0}\left[\frac{\frac{r_1}{R_1}\left(\frac{h_1}{h_0}\right)^2}{\left[1+\frac{r_1}{R_1}\left(\frac{h_1}{h^0}\right)^3\right]^2} + \frac{k_1 \cdot k_2 \frac{r_2}{R_2}\left(2-\frac{h_1}{h_0}\right)^2}{\left[1+\frac{r_2}{R_2}\left(2-\frac{h_1}{h_0}\right)^3\right]^2}\right] \tag{10}$$

Deoarece termenii din paranteză sînt adimensionali, relația (10) devine:

$$j = \frac{p_1 \cdot Ae_1}{h_0} \cdot \bar{j} \tag{11}$$

unde: $\bar{j}$ este coeficientul adimensional de rigiditate.

Puterea consumată în reazemul hidrostatic este egală cu suma dintre puterea pierdută prin frecare și puterea consumată de pompă [1]. Relația de calcul este următoarea:

$$N_T = N_p + N_f = p_a \cdot q + \eta \cdot V^2\left(\frac{A_b}{h_b} + \frac{A_p}{h}\right) \tag{12}$$

unde:

N_f este puterea pierdută prin frecare;
N_p — puterea consumată de pompă;
V — viteza relativă în reazemul hidrostatic;
A_b — aria buzunarului;
A_p — aria pragurilor;
h_b — grosimea stratului de ulei în dreptul buzunarului.

Pentru reazemele hidrostatice în care viteza relativă este mică puterea totală este funcție numai de primul din cei doi termeni. Dacă se înlocuiește valoarea debitului din relația (3) și $p = \frac{T}{A}$, relația (12) devine:

$$N_T = N_p = p_a \cdot q = \frac{T^2 \cdot h^3}{A^2 \cdot \eta} \cdot \frac{\bar{q}}{\bar{A}^2} \tag{13}$$

Considerînd că factorul $\frac{T^2 h^3}{A^2 \cdot \eta}$ este prestabilit, rezultă că valoarea minimă a puterii de pompare se obține pentru o valoare a raportului adimensional $\frac{\bar{q}}{\bar{A}^2}$.

Pentru reazemele hidrostatice în care viteza relativă este mare puterea totală este dată de suma celor doi termeni din relația (12).

Datorită faptului că $h_b \gg h$, primul termen din paranteză are o valoare neglijabilă în raport cu al doilea și ecuația (12) devine:

$$N_T = p_a^2 \cdot \bar{p} \cdot \bar{q}\,\frac{h^3}{\eta} + ApV^2\,\frac{\eta}{h} \tag{14}$$

Folosind ecuația (14) se pot scrie condițiile pentru aflarea valorilor optime a oricărui parametru, prin anularea derivatei expresiei în funcție de parametrul respectiv.

Fiind date valorile lui p_a, η, $\bar{p}$, și $\bar{q}$, valoarea optimă a jocului se află din relația :

$$\frac{d}{dh}(N_T) = 3\, p_a^2 \bar{p} \cdot \bar{q}\, \frac{h^2}{\eta} - A_p \cdot V^2\, \frac{\eta}{h^2} = 0 \quad (15)$$

Ținînd seama de ecuația (14) această condiție devine :

$$3\, N_p = N_f \quad (16)$$

Valoarea optimă a jocului rezultată din ecuația (15) este următoarea :

$$h^4_{optim} = \frac{A_p \cdot V^2 \cdot \eta^2}{3 \cdot p_a^2 \cdot \bar{p} \cdot \bar{q}} \quad (17)$$

Fiind date valorile parametrilor : p_a, $\bar{p}$, $\bar{q}$ și h viscozitatea optimă se determină din relația :

$$\frac{d}{d\eta}(N_T) = -\frac{p_a^2 : \bar{p} \cdot h^3 \cdot \bar{q}}{\eta} + \frac{A_p \cdot V^2}{h} = 0 \quad (18)$$

Ținînd seama de relația (14) această condiție devine :

$$Np = Nf \quad (19)$$

Valoarea optimă a vîscozității ce rezultă din ecuația (18) este următoarea :

$$\eta^2_{optim} = \frac{p_a^2 \cdot \bar{p} \cdot h^4 \cdot \bar{q}}{A_p \cdot V^2} \quad (20)$$

Din relația (15) reiese că se poate obține în reazem o pierdere prin frecare cu atît mai scăzută cu cît viscozitatea este mai mică și jocul este mai mare. Pentru obținerea unei pierderi mici de putere la pompă este invers. În aceste condiții este necesară găsirea unei valori minime ale pierderilor totale de putere în reazemul hidrostatic.

În diagrama din figura 4 sînt prezentate cele două pierderi de putere în funcție de viscozitate și pentru o grosime a pendulei de ulei h constantă. Valoarea minimă a curbei reprezentînd pierderea totală corespunde unei viscozități optime. În același mod se poate determina jocul optim. În diagrama din figura 5 sînt reprezentate pierderile de putere în funcție de joc pentru η = ct.

Din diagrame rezultă că pentru viscozitatea optimă pierderile de putere prin frecare și puterea absorbită de pompă sînt egale, în timp ce pentru h optim puterea pierdută prin frecare este de trei ori mai mare decît cea absorbită de pompă. Dacă se dimensionează sistemul în așa fel încît raportul $\frac{N_f}{N_p} = 1 \div 3$, pierderea totală de putere nu diferă cu mai mult de 15% de la cea mai scăzută valoare care se poate obține pentru fiecare optimizare separat. Dacă se mărește jocul de la valoarea sa optimă unde $N_f = 3N_p$ la aceea în care $N_f = N_p$, puterea totală se mărește cu 15%, și în același mod dacă viscozitatea se mărește de la valoarea optimă în care $N_p = N_f$ la cea în care $N_f = 3N_p$, puterea totală este mărită cu 15%.

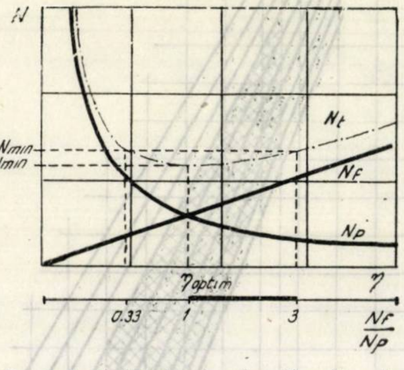


Fig. 4. Variația puterii totale în funcție de viscozitatea agentului hidrostatic.

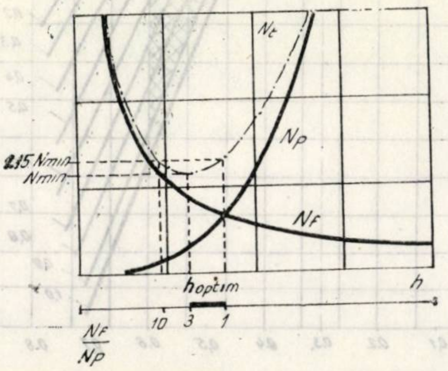


Fig. 5. Variația puterii totale în funcție de grosimea peliculei de ulei

În scopul optimizării puterii pompei se poate proceda în felul următor :

— se determină în modul arătat mai înainte valoarea minimă a raportului : $\frac{\bar{q}}{\bar{A}^2}$;

— se stabilește valoarea minimă a jocului care poate fi realizat în mod satisfăcător, ținînd seama de toleranțele ce se pot realiza practic și de costul operațiilor ;

— se face optimizarea lui η.

Se consideră în continuare condiția de mai sus în forma generalizată :

$$N_f = k \cdot N_p$$

Ținînd seama de relația (14), se obține relația :

$$\eta\, \frac{b^2 \cdot V^2 \cdot \bar{A}_p}{h} = k\, \frac{p_a^2 \cdot \bar{p} \cdot h^3}{\eta}\, \bar{q} \quad (21)$$

unde : $b^2 \cdot \bar{A}_p = A_p$ b — lăţimea reazemului.

Se aranjează expresia (21) în formă adimensională astfel :

$$\frac{\eta \cdot b \cdot V}{p_a \cdot h^2} = \sqrt{\frac{k \cdot \bar{p} \cdot \bar{q}}{\bar{A}_p}} = S_n \qquad (22)$$

În figura 6 s-a reprezentat grafic variaţia parametrului S_n funcţie de raportul de formă $\frac{2c}{b}$ pentru valori ale coeficientului k de la 0,5 pînă la 9. După cum s-a arătat anterior domeniul de funcţionare în condiţii optime de putere se află între curbele lui $i = 1$ şi $i = 3$. Valorile optime ale parametrului S se află în interiorul perimetrului haşurat (fig. 6).

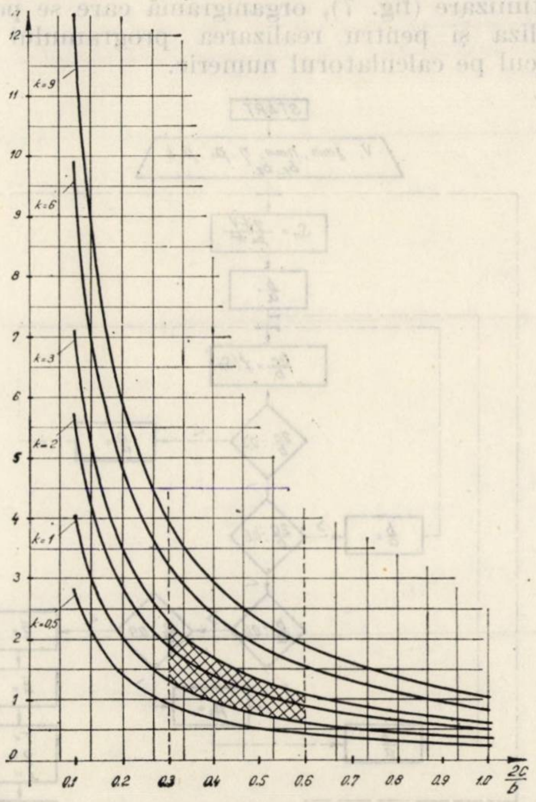


Fig. 6. Variaţia coeficientului S_n în funcţie de raportul de formă $\frac{2c}{b}$

Creşterea temperaturii uleiului din sistemul de alimentare, pentru viteze relative scăzute în reazem, este următoarea :

$$\Delta t = \frac{p_a}{J \cdot s \cdot \rho} \qquad (23)$$

unde:

Δt este creşterea temperaturii ;
J — echivalentul mecanic al căldurii ;
s — căldura specifică ;
ρ — densitatea uleiului.

Pentru viteze relative mari, în cazul cînd se face optimizarea viscozităţii η relaţia devine :

$$\Delta t = \frac{2pa}{J \cdot s \cdot g} \qquad (24)$$

iar cînd se face optimizarea jocului h :

$$\Delta t = \frac{4 \cdot p_a}{J \cdot s \cdot g} \qquad (25)$$

4. Metodologia de calcul

1. Deoarece funcţionarea reazemului hidrostatic depinde de o serie relativ mare de parametri geometrici şi funcţionali, este necesară studierea interdependenţei acestor parametri, în scopul găsirii unor valori care să-i confere caracteristici optime de funcţionare.

2. În general scopul unui calcul de optimizare pentru un reazem hidrostatic este determinarea unor astfel de parametri geometrici şi funcţionali care să permită obţinerea simultan în funcţionare a unei capacităţi portante şi a unei rigidităţi cît mai ridicate, a unui debit de ulei cît mai scăzut, a unei puteri necesare la instalaţia de alimentare şi a unei creşteri de temperatură cît mai reduse.

3. O importanţă relativ mare în cadrul acestui calcul o are determinarea rapoartelor adimensionale de formă $\frac{a}{b}$ şi $\frac{2c}{b}$ şi implicit a coeficienţilor adimensionali $\bar{q}$ şi $\bar{A}$ care influenţează direct asupra tuturor parametrilor funcţionali (debit, portanţă, rigiditate, putere, creşterea de temperatură).

4. După cum rezultă din cele arătate se recomandă alegerea rapoartelor $\frac{b}{a}$ şi $\frac{2c}{b}$ în anumite domenii preferenţiale (fig. 2 şi 3) care asigură valori optime atît pentru capacitatea portantă şi rigiditate, cît şi pentru debit.

5. Cel mai critic parametru care influenţează debitul de ulei este jocul în reazem şi cea mai rapidă cale de a optimiza un calcul de proiectare este aceea a optimizării jocului.

Valorile minime ale jocului h se află în dependenţă directă de precizia de prelucrare a reazemului. Jocul minim nu trebuie să fie mai mic decît de zece ori valoarea medie a rugozităţii. Trebuie de asemenea să se dea o atenţie deosebită abaterilor de la paralelism şi planeitate ale suprafeţelor reazemului, care tind să reducă jocul minim real precum şi costului operaţiilor de prelucrare.

6. Datele iniţiale de proiectare sînt în general lăţimile ghidajelor b_1 şi b_2, domeniul de viteze relative de deplasare din care se ia în calcul o valoare medie ponderată, rigiditatea

minimă necesară pentru obţinerea preciziei cerute la punctul de funcţionare al maşinii. Conform celor arătate în punctul 5 se adoptă o valoare minimă, realizabilă tehnologic, pentru jocul din reazemul hidrostatic — h_{min}. În afara condiţiilor arătate, grosimea minimă a interstiţiului (h_{min}) poate fi apreciată şi în funcţie de viteza relativă în ghidaj.

Ca ordin de mărime, h_{min} poate fi stabilit după cum urmează :

$$\text{pentru } V < 10\,\text{m/min} \ldots h_{min} \cong 10^{-2}\sqrt[4]{L}$$

$$V \geqslant 10\,\text{m/min} \ldots h_{min} \cong 10^{-2}\sqrt[4]{L \lg V}$$

unde L este lungimea ghidajului în milimetri.

Deoarece în relaţia (20) viscozitatea optimă este funcţie printre alţi parametri şi de raportul $\frac{\bar{q}}{\bar{A}_p}$ care este necunoscut, se procedează iniţial la adoptarea unei valori aproximative pentru vîscozitatea η, urmînd ca după stabilirea coeficienţilor de formă, de debit şi de arie, să se verifice valoarea viscozităţii cu relaţia (20).

7. Avînd parametrii necesari determinaţi, se calculează parametrul de proiectare S_n cu relaţia (22).

8. Corespunzător valorii lui S_n se determină din diagrama din figura 6 sau relaţia (22) valoarea raportului de formă $\frac{2c}{b}$, pentru o valoare a raportului $\frac{b}{a}$ care se alege în interiorul domeniului stabilit. În cazul cînd valoarea lui $\frac{2c}{b}$ nu se încadrează în perimetrul haşurat din diagrama din figura 6, se va încerca prin modificarea presiunii de alimentare, a viscozităţii sau a altui parametru, să se obţină o valoare pe cît posibil în interiorul perimetrului haşurat.

9. În funcţie de rapoartele $\frac{b}{a}$ şi $\frac{2c}{b}$ stabilite se pot determina coeficienţii adimensionali $\bar{q}$ şi $\bar{A}$ din diagramele din figurile 2 şi 3.

10. Se calculează valorile capacităţii portante, a debitului şi a rigidităţii, folosind relaţiile (3), (6) şi (11).

11. Dacă valoarea rigidităţii nu este suficientă pentru obţinerea preciziei necesare la nivelul punctului de funcţionare al maşinii, se poate mări presiunea de alimentare sau se modifică valorile rapoartelor de formă, nedepăşind însă domeniile preferenţiate indicate.

12. Se calculează necesarul de putere totală pentru instalaţia de alimentare cu ulei din relaţia (14).

13. Dacă se pune problema micşorării pierderilor de putere prin frecare, este mai indicat să se reducă suprafaţa de aşezare a reazemului, decît să se mărească jocul h. Dacă se compară efectele dublării jocului cu ale reducerii suprafeţei de aşezare la un sfert din valoarea ei anterioară, în primul caz debitul se măreşte de opt ori, în timp ce forţa de frecare este redusă de 16 ori, iar în al doilea caz debitul creşte de patru ori, iar frecarea se reduce de patru ori, obţinînd aceeaşi reducere a temperaturii dar la jumătate din valoarea debitului.

14. Se calculează creşterea de temperatură cu relaţia (23).

Pe baza celor arătate anterior s-a întocmit organigrama pentru desfăşurarea calculului de optimizare (fig. 7), organigramă care se poate utiliza şi pentru realizarea programului de calcul pe calculatorul numeric.

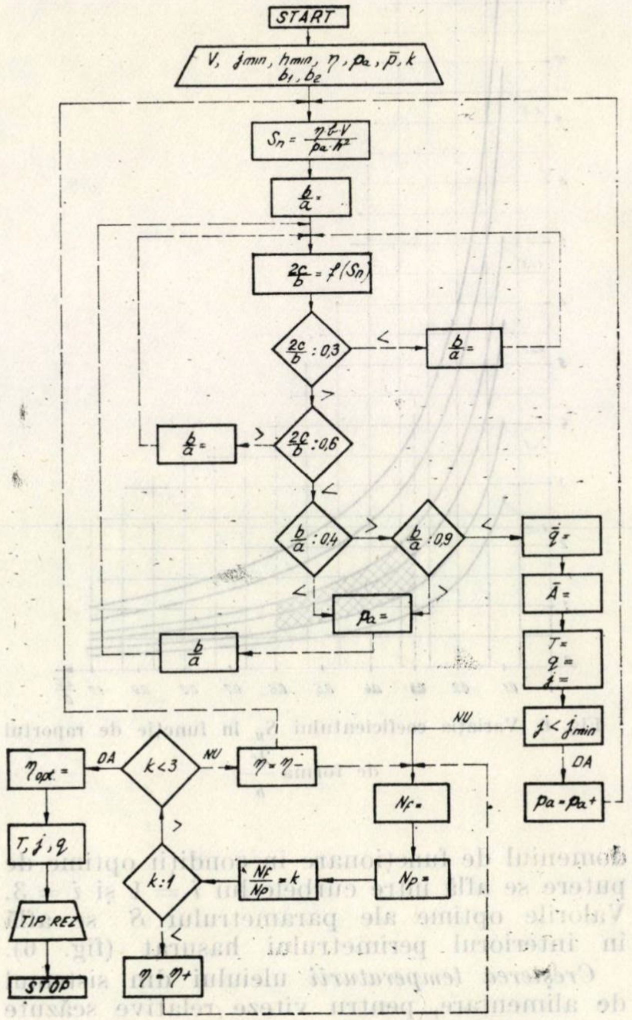


Fig. 7 : Organigrama metodicii de calcul.

BIBLIOGRAFIE

1. *O'. Donoghue J. P., Rowe B. W.* — Hydrostatic bearing design Tribology — febr. 1969.
2. *Stansfield F. M.* — Hydrostatic bearings for machintools and similar applications. In : The machinery publishing Co. Ltd. 1970.
3. *Kunkel, H., Hällstedt, G.* — Paliers hydrostatiques. In : Machine-outil, no. 300, août — sept. 1973.

CZ : 621.9.001.5

Metode de cercetare a sistemelor hidraulice de copiere ale maşinilor-unelte

Ing. Mircea **DUCA**; ing. Victor **DRĂGAN** – ICPMUA – Bucureşti

1. Introducere

Utilizarea sistemelor hidraulice de copiere la maşini-unelte este cunoscută cu mult înaintea apariţiei şi extinderii maşinilor-unelte cu comandă program numerică. Copierea s-a impus şi deţine o pondere importantă în multe procedee de prelucrare, frecvent fiind întîlnită la operaţiile de strunjire, la frezarea contururilor şi a matriţelor, la rabotarea profilelor etc. Extinderea domeniului de aplicabilitate prin utilizarea sistemelor de copiere hidraulică cu dispozitive adaptabile la maşini-unelte universale sau înglobate în construcţia maşinii — cazul maşinilor-unelte speciale de copiat — se datoreşte rentabilităţii acestui procedeu la producţia de serie şi de masă, la prelucrarea loturilor mici de piese cu ciclu repetitiv la anumite intervale de timp ca şi posibilităţilor de automatizare pe care le oferă. Datorită acestor avantaje mulţi producători de maşini-unelte au inclus în programul de fabricaţie executarea acestor produse. În paralel, prin cercetarea şi perfecţionarea construcţiilor existente s-a ajuns la sisteme cu performanţe ridicate, recent fiind lansate pe piaţă maşini-unelte în construcţii hibride care îmbină comenzile program numerice cu sistemele hidraulice de copiere. Mai mult, modificînd forma de materializare a portprogramului, modul de prelucrare şi transmitere a informaţiilor la intrarea verigilor principale ale unei acţionări hidraulice de copiere, s-au realizat construcţii evoluate cu comandă electrică continuă sau discontinuă, cum sînt servomotoarele electrohidraulice sau motoarele electrohidraulice pas cu pas, utilizate la acţionarea lanţurilor cinematice ale maşinilor-unelte cu comandă program numerică (NC) sau cu comandă program numerică de conturare (NCC) [1].

În acest articol nu s-au putut prezenta pe larg multiplele aspecte legate de utilizarea şi însemnătatea sistemelor hidraulice de copiat la maşini-unelte ci doar elementele principale care definesc un sistem de copiere hidraulic, parametrii caracteristici, modul de calcul şi de cercetare. Toate aceste aspecte prezintă interes atît pentru cercetarea şi proiectarea maşinilor-unelte, cît şi pentru utilizarea corectă a celor prevăzute cu sisteme hidraulice de copiat.

2 Noţiuni de bază, terminologie, variantă de calcul

Un sistem hidraulic de copiere se încadrează în grupul sistemelor de reglare automată în circuit închis şi poate fi definit ca un sistem de poziţionare continuă şi automată a sculelor în raport cu piesa de prelucrat după o lege materializată pe un portprogram rigid numit şablon. Întrucît prin definiţie şi mod de funcţionare sistemul stabileşte un anume acord între mărimea de intrare — legea materializată sub forma unor traiectorii pe şablon — şi mărimea de ieşire — legea de mişcare rezultată sub forma traiectoriilor materializate pe piesa prelucrată — se utilizează şi noţiunea de sistem de urmărire [2]. În conformitate cu aceste definiţii în figura 1 se prezintă schema unui sistem hidraulic de copiere cu comanda mişcării de urmărire după o direcţie, utilizat la strunguri.

Schema structurală echivalentă prezentată în figura 2 sintetizează principalele elemente ale sistemelor hidraulice de copiere. Denumirea fiecărei verigi este dată în raport cu rolul funcţional pe care îl realizează şi schema poate fi considerată ca valabilă pentru majoritatea sistemelor hidraulice de copiere.

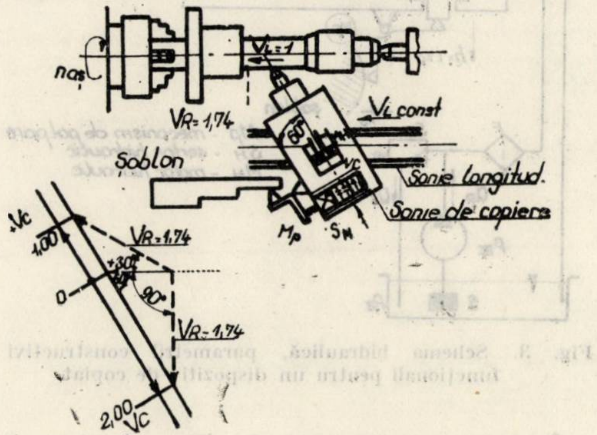


Fig. 1. Sistem de copiere pe o direcţie.

Pentru beneficiarul maşinii-unelte scopul principal este obţinerea unui piese precise cu o calitate a suprafeţei cît mai bună, în condiţii de lucru care să asigure productivitatea şi durabilitatea optimă a ansamblului. Satisfacerea acestor cerinţe este condiţionată de parametrii şi caracteristicile sistemului hidraulic de copiat şi ale ansamblului tehnologic maşină-unealtă-piesă-sculă-dispozitiv. Datorită neliniarităţilor

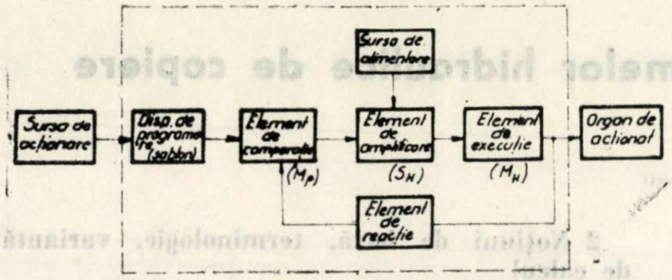

Sursa de alimentare
Sursa de actionare
Disp. de programare (sablon)
Element de comparatie
Element de amplificare
Element de executie
Organ de actionat
(Mp)
(SH)
(MH)
Element de reactie

Fig. 2. — Schema structurală a unui sistem hidraulic de copiere.

elementelor din sistem, nivelului general al calității execuției și gradului de complexitate al construcției, comportarea reală nu poate fi riguros anticipată de relațiile de calcul. În aceste condiții, rezolvarea sistemelor de acest gen constă în determinarea unor ecuații și parametri caracteristici de calcul în ipoteze simplificatoare, completate și verificate prin metode adecvate de cercetare experimentală. Pentru exemplificare să considerăm schema hidraulică cu elemente de calcul prezentată în figura 3.

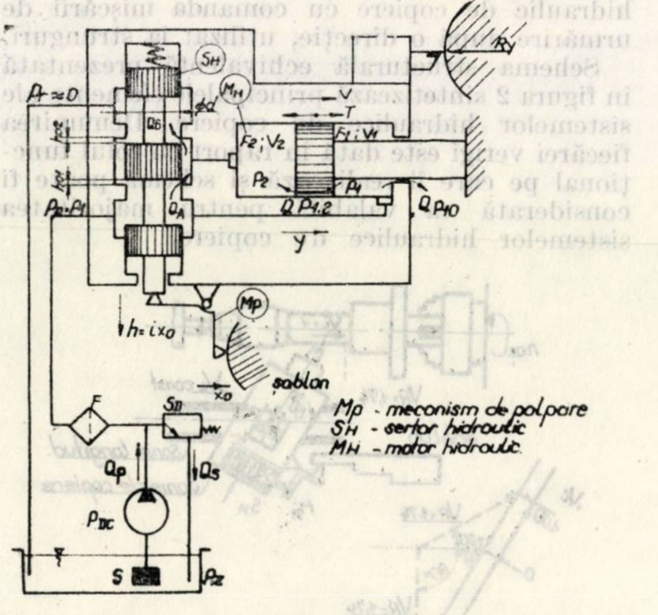

Piesă
Ry
SH
MH
Pt≈0
ϕd
V
T
QB
F2; V2
F1; V1
P2
P1
Pa·P1
QA
Q P1.2
Q P10
y
Mp
h=ix0
șablon
x0
F
SD
Qp
Qs
PDC
S
Pz
Mp - mecanism de palpare
SH - sertar hidraulic
MH - motor hidraulic

Fig. 3. Schema hidraulică, parametrii constructivi și funcționali pentru un dispozitiv de copiat.

În regim permanent, la $R_y = \text{ct}$ și $v_c = \text{ct}$ neglijarea forțelor de frecare, a compresibilității uleiului, a variației viscozității lichidului. pierderilor de ulei din sertarul și motorul hidraulic, a elasticității și jocurilor din sistem, se pot scrie următoarele ecuații:

(1) $R_y = p_1F_1 - p_2F_2$ — ecuația echilibrului de forțe;

(2) $v_c\, F_2 = Q_B - Q_A$ — ecuația de continuitate;

$$\left.\begin{aligned} &(3)\ Q_A = (h_{01} - h)\, B_1 \sqrt{p_1 - p_2} \\ &(4)\ Q_B = (h_{02} + h)\cdot B_2 \sqrt{p_2} \end{aligned}\right\} \text{ecuațiile de debit}$$

După efectuarea calculelor se obține ecuația caracteristică care exprimă funcționarea sistemului în regim permanent:

$$(5)\qquad v_c = \frac{2h_0\sqrt{p_1}}{F_2}\left[\left(\frac{B_1\sqrt{1-\alpha}}{B_2\sqrt{\alpha} + B_1\sqrt{1-\alpha}} + \right.\right.$$

$$\left. + \frac{h}{2h_0}\right) B_2 \sqrt{\alpha - \frac{R_y}{p_1F_2}} - \left(\frac{B_2\sqrt{\alpha}}{B_2\sqrt{\alpha} + B_1\sqrt{1-\alpha}} - \right.$$

$$\left.\left. - \frac{h}{2h_0}\right) B_1 \sqrt{1 - \alpha + \frac{R_y}{p_1F_2}}\ \right]$$

unde:

$p_1 = p_{a1} = \text{ct}$ este presiunea de alimentare;
p_2 — presiunea variabilă care acționează pe suprafața F_2;
R_y — sarcina exterioară;
v_c — viteza dezvoltată de motorul hidraulic (viteza saniei de copiere):
F_1; F_2 — suprafețele active ale motorului hidraulic;
$\alpha = \dfrac{F_1}{F_2} < 1$ — raportul suprafețelor active;
Q_A; Q_B — debitele de ulei prin fantele de lucru ale sertarului hidraulic;
h_{01}; h_{02} — deschiderea inițială a fantelor de lucru în poziția de echilibru a sistemului ($h = 0$; $v + 0$; $R = 0$);
h — deschiderea suplimentară a fantelor de lucru la $v_c \neq 0$ și $R_y \neq 0$;
B_1; B_2 — coeficienții de debit ai fantelor de lucru $\left(B_i - \mu L_i\sqrt{\dfrac{2g}{\gamma}}\right)$.

În ecuația (5) s-au introdus expresiile:

$$(6)\qquad h_{01} = \frac{2h_0\sqrt{1-\alpha}B_1}{B_2\sqrt{\alpha} + B_1\sqrt{1-\alpha}} \text{ și } h_{01} = \frac{2h_0\sqrt{\alpha}\,B_2}{B_2\sqrt{\alpha} + B_1\sqrt{1-\alpha}}$$

rezultate pentru un sertar cu suprapunere negativă a muchiilor de lucru, după notarea sumei constante a deschiderilor inițiale:

$$(7)\qquad h_{01} + h_{02} = 2h_0$$

și determinarea în poziția de echilibru la $h = 0$; $v_c = 0$; $R_y = 0$ a raportului:

$$(8)\qquad \frac{h_{01}}{h_{02}} = \frac{B_2\sqrt{\alpha}}{B_1\sqrt{1-\alpha}}$$

Ecuația (5) exprimă relația de dependență a variabilelor sistemului: viteza v_c; sarcina R_y și deschiderea fantelor de comandă h. Pentru aprecierea calităţii sistemelor de copiere hidraulică se definesc parametrii :

a) factorul de amplificare a vitezei, care indică creşterea de viteză în raport cu deschiderea h a fantelor de lucru la sarcina nulă :

$$(9)\qquad C_0 = \left|\frac{\partial V_c}{\partial h}\right|_{R_y = 0} \quad [\mathrm{sec}^{-1}]$$

b) factorul de amplificare a sarcinii, care indică creşterea de sarcină în raport cu deschiderea h a fantelor de lucru la viteză nulă :

$$(10)\qquad E_0 = \left|\frac{\partial R_y}{\partial h}\right|_{V_c = 0} \quad \left[\frac{\mathrm{daN}}{\mathrm{cm}}\right]$$

Factorul de amplificare a vitezei pentru sistemul din figura 3 se obţine prin diferenţierea ecuaţiei (5) în raportul cu h la $R_y = 0$ şi este :

$$(11)\qquad C_0 = \frac{\sqrt{p_1}}{F_2}(B_1\sqrt{1-\alpha} + B_2\sqrt{\alpha})$$

La determinarea factorului de amplificare a sarcinii ecuaţiei (5) se dezvoltă în serie de puteri, se expliciteazǎ R_y şi se diferenţiază expresia obţinută în raport cu h pentru $v_c = 0$. După calcule se obţine :

$$(12)\qquad E_0 = \frac{p_1 F_2}{h_0}\cdot\frac{\alpha}{(1-\alpha)^2}\cdot\sqrt{\frac{1-\alpha}{\alpha}}\cdot\frac{(B_1\sqrt{1-\alpha} + B_2\sqrt{\alpha})^2}{4\,B_1\cdot B_2}$$

Din expresiile (11) şi (12) rezultă că C_0 şi E_0 cresc cu mărirea presiunii de alimentare (p_1) şi a coeficienţilor de debit (B_1; B_2), în timp ce mărirea suprafeţei (F_2) determină scăderea lui C_0 şi creşterea lui E_0. Deschiderea iniţială a fantelor de lucru (h_0) nu influenţează factorul C_0, în timp ce factorul E_0 creşte cu scăderea lui (h_0). Pentru sistemul considerat C_0 şi E_0 au valori maxime cînd $\alpha = 0{,}5$. Relaţii similare sînt prezentate şi în lucrarea [3], fără a se evidenţia însă influenţa coeficienţilor de debit (B_1; B_2) asupra lui C_0 şi E_0.

Precizăm că parametrii C_0 şi E_0 nu garantează capacitatea funcţională a sistemului, aceasta fiind influenţată de factorii neglijaţi în ipotezele iniţial adoptate în calcul. Aceste influenţe se determină prin cercetări experimentale. Astfel, în jurul poziţiei de echilibru caracteristica de viteză $v_c = f(h)$ cu sarcina R_y ca parametru prezintă un prag care depinde de mărimea suprapunerii pozitive a muchiilor de comandă (cînd aceasta există), de jocul elementelor din sistem, de regimul de curgere — laminar sau turbulent — etc., în timp ce caracteristica $R_y = f(h)$ cu viteza v_c ca parametru prezintă un histerezis datorit factorilor amintiţi şi forţelor de frecare din sistem. Totuşi, în afara poziţiei de echilibru şi pentru anumite limite ale vitezelor şi forţelor, circa ± 50 % din domeniul de lucru, caracteristicile $v_c = f(h)$ şi $R_y = f(h)$ pot fi considerate liniare şi caracterizate de coeficienţii C_0 şi E_0.

Cu aceste precizări se adoptă următoarea expresie liniarizată a cîmpului de linii caracteristic :

$$(13)\qquad h = \frac{v_c}{C_0} + \frac{R_y}{E_0}$$

cu ajutorul căreia, în baza metodei de calcul din lucrarea [5], vom stabili ecuaţia caracteristică a sistemului în regim dinamic. Metoda admite parţial ipotezele iniţiale şi anume în ecuaţiile (1) şi (2) se introduc termenii corespunzători forţelor de inerţie şi compresibilităţii uleiului. În acest caz ecuaţia devine :

$$(14)\qquad M\cdot\frac{d^2y}{dt^2} + R = F_1\cdot p_1 - F_2\cdot p_2$$

$$(15)\qquad \frac{V_2}{E_V}\cdot\frac{dp_2}{dt} + v\cdot F_2 = Q_B - Q_A$$

unde :

M este masa elementelor mobile din sistem ;

V_2 — volumul de ulei din camera de presiune variabilă ;

E_v — modulul de elasticitate al uleiului ;

$v = \frac{d_y}{d_t}$ — viteza motorului hidraulic ;

$\frac{d^2y}{dt^2}$ — acceleraţia motorului hidraulic ;

$(p_1F_1 - p_2F_2)$ — forţa dezvoltată de motoru hidraulic ;

$R = (R_y + R_f \operatorname{sign}\frac{d_y}{d_t}$ — sarcina exterioară considerată constantă datorită componenţei forţei de aşchiere R_y şi forţei de frecare R_f.

Din relaţiile (13), (14) şi (15) — după calcule şi transformări — se obţine :

$$(16)\qquad h = \frac{R}{E_0} + \frac{1}{C_0}\cdot\frac{dy}{dt} + \frac{M}{E_0}\cdot\frac{d^2y}{dt^2} + \frac{V_2\cdot M}{C_0\cdot E_v\cdot F_2^2}\cdot\frac{d^3y}{dt^3}$$

Întrucît în ecuaţia (16) care reprezintă ecuaţia caracteristică în regim dinamic nu se cunosc nici eroarea h nici mărimea de ieşire y, se elimină y prin introducerea funcţiei x cunoscute de la intrarea sistemului. Relaţia de legătură este:

$$y = x - h. \tag{17}$$

După înlocuirea şi ordonarea termenilor se obţine ecuaţia diferenţială liniară cu coeficienţi constanţi, care exprimă dependenţa erorii totale $h(t)$ pentru o funcţie de intrare $x(t)$ şi sarcina constantă R:

$$\frac{V_2 \cdot E_0 \cdot M}{C_0 \cdot E_v \cdot F_2^2} \cdot \frac{d^3h}{dt^3} + M \cdot \frac{d^2h}{dt^2} + \frac{E_0}{C_0} \cdot \frac{dh}{dt} + E_0 h = \frac{E_0}{C_0} : \frac{dx}{dt} + R \tag{18}$$

Dificultăţile de rezolvare, lipsa unor condiţii iniţiale simplificatoare, determină adesea pe proiectanţi să utilizeze ecuaţia (18) numai pentru verificarea teoretică a condiţiilor de stabilitate. Acest lucru conduce, prin aplicarea criteriilor de stabilitate ROUTH-HURWITZ, la satisfacerea condiţiei rezultate din ecuaţia caracteristică a expresiei (18):

$$\frac{D \cdot M}{E_0 \cdot L} \geqslant 1 \tag{19}$$

unde $D = \dfrac{E_0}{C_0}$ şi $L = \dfrac{V_2 \cdot E_0 \cdot M}{C_0 \cdot E_v \cdot F_2^2}$

Cercetările experimentale efectuate pe sisteme de copiere dimensionate în baza relaţiilor teoretice arată că aplicarea condiţiei (16) conduce la o stabilitate ridicată în detrimentul preciziei. Cercetarea teoretică cu ajutorul calculatoarelor analogice sau numerice, verificată şi completată cu rezultatele obţinute în urma experimentării sistemelor de copiere, reprezintă mijlocul cel mai sigur şi eficient pentru determinarea condiţiilor optime de funcţionare.

3) Cercetarea sistemelor hidraulice de copiere

Din tratarea teoretică prezentată rezultă că atît în regim permanent cît şi în regim dinamic relaţiile teoretice stabilite în anumite ipoteze simplificatoare nu permit determinarea completă şi exactă a performanţelor sistemului. În aceste condiţii, cercetarea experimentală oferă largi posibilităţi de verificare şi delimitare a domeniilor de aplicabilitate a relaţiilor teoretice, evidenţiind totodată aspecte care la primă analiză nu rezultă sau sînt dificil de exprimat matematic. Pe aceste baze expunerea care urmează se referă la o metodică de cercetare general valabilă la analiza oricărui sistem de copiere, cu unele exemplificări concrete asupra rezultatelor obţinute prin aplicarea acestei metodici în lucrarea [4].

Metoda de cercetare adoptată cuprinde:

- cercetări în regim staţionar;
- cercetări în regim dinamic;
- cercetări în condiţii de exploatare.

3.1. — Cercetări în regim staţionar

Cercetarea în regim staţionar constă în determinarea parametrilor caracteristici: factorul de amplificare a vitezei C_0 şi factorul de amplificare a sarcinii E_0. Pentru măsurarea lui C_0 este necesar să se determine vitezele dezvoltate de motorul hidraulic la diferite deschideri h ale muchiilor de comandă la sarcini nule. Pe baza acestor determinări se trasează graficele $v_c = f(h)$. Conform relaţiei de definiţie (6) se determină pe grafic valoarea reală a coeficienţilor de amplificare a vitezei. În figura 4 este prezentată schema de măsurare. Cilindrul de lucru 2 şi blocul de comandă (sertarul hidraulic) sînt fixaţi rigid pe fundaţie. Cu şurubul micrometric 3 fixat printr-un vinclu de blocul de comandă se acţionează plunjerul sertarului hidraulic. Deschiderile h date de şurubul micrometric 3 se citesc precis la ceasul comparator 4 cu diviziuni de 0,001 mm. Deplasarea tijei cilindrului este măsurată de ceasul comparator 5. Cu un cronometru se măsoară timpul scurs pentru o cursă de 6 mm indicată la ceasul comparator 5. Montajul prezentat are avantajul că elimină influenţele altor elemente din sistem, cum ar fi mecanismul de palpare, sania de copiere etc., iar sarcina la cilindrul de lucru este minimă. În acest montaj se mai pot măsura:

- intervalul de inversare determinat de mărimea suprapunerii pozitive sau negative a muchiilor de comandă şi forţele de frecare minime date de etanşările pistonului şi tijei cilindrului;
- caracteristicile sertarului hidraulic $\overline{Q} = f(\overline{h})$.

În diagramele din figurile 5 şi 6 sînt prezentate cîteva curbe $\overline{Q} = f(\overline{h})$ la $p =$ ct pentru sertar cu suprapunere pozitivă a muchiilor de comandă (fig. 5) şi respectiv cu suprapunere negativă (fig. 6). Prezenţa suprapunerii pozitive determină o întrerupere a curgerii între debitele Q_A (curbele II) şi Q_B (curbele I) în figura 5 şi apariţia în zona de lucru a două pante distincte pentru fiecare familie de curbe, determinate de domeniile curgerilor laminare şi turbulente. Aceste aspecte sînt eliminate în graficul din figura 6, unde $Q_A \cap Q_B$. În cazul utilizării sertarului cu caracteristicile $\overline{Q}_A = f(\overline{h})$ din figura 5, curbele $v_c = f(h)$ vor prezenta un prag în jurul poziţiei de echilibru sub forma unui interval de inversare (insensibilitate), în care deşi h variază, C_0 este nul. Din aceste două figuri se remarcă faptul că cele două familii de curbe (I şi II) au pante dife-

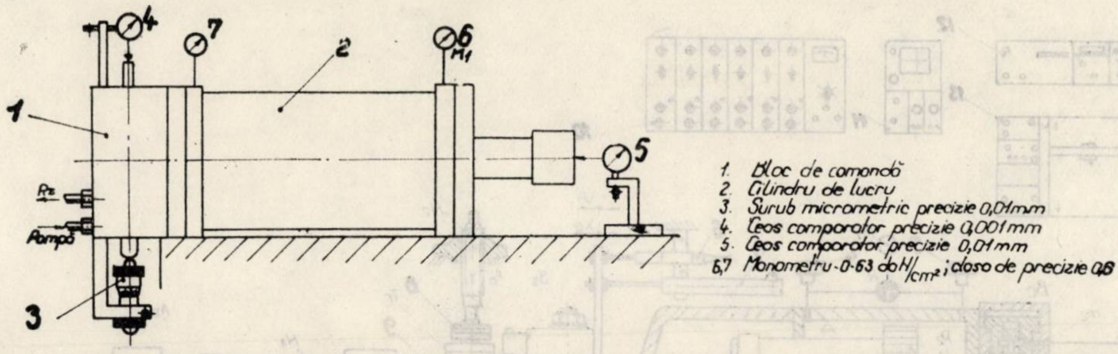

1
2
3
4
5
6
7
M1
Pz
Pompă
1. Bloc de comandă
2. Cilindru de lucru
3. Şurub micrometric precizie 0,01mm
4. Ceas comparator precizie 0,001mm
5. Ceas comparator precizie 0,01mm
6,7 Manometru 0-63 daN/cm²; clasa de precizie 0,6

Fig. 4. Schema montajului de verificare a intervalului de inversare pentru ansamblul bloc de comandă-cilindru.

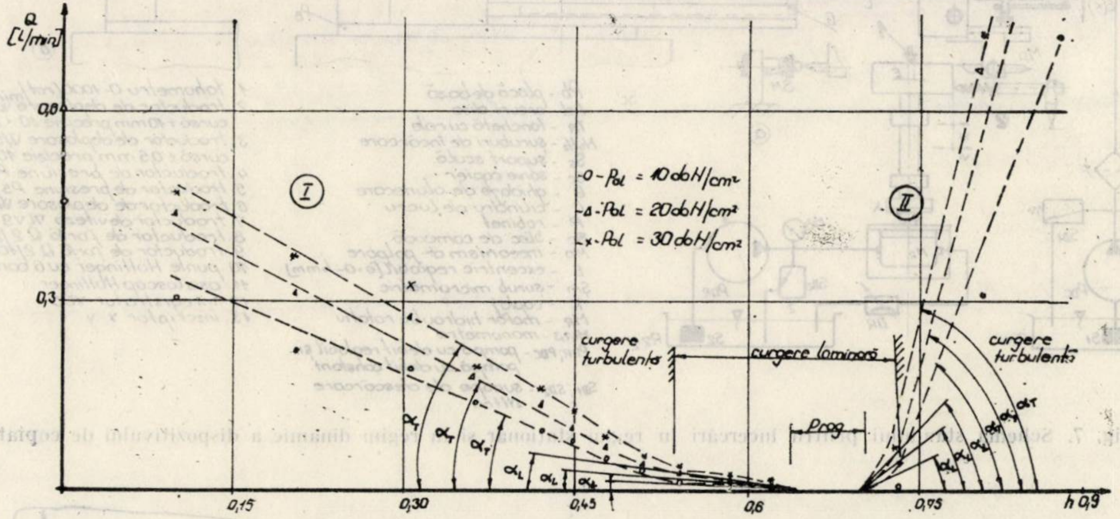


Fig. 5. Caracteristica deplasare-debit a blocului de comandă 1.

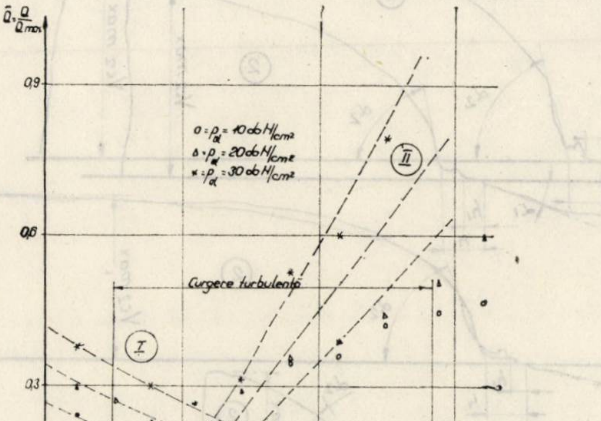


Fig. 6. Caracteristica deplasare-debit a blocului de comandă 2.

rite, deci sertarele hidraulice sînt caracterizate prin coeficienţi de debit diferiţi pentru cele două muchii de comandă, adică $B_1 \neq B_2$, fapt ce justifică valabilitatea expresiilor (11) şi (12) deduse pentru acest caz.

La măsurarea factorului E_0 se poate utiliza montajul din figura 4, în care tija cilindrului trebuie legată rigid de corpul cilindrului. Pentru deschideri h diferite indicate de ceasul comparator 4 se citesc presiunile măsurate de manometrul de precizie 7. Cu valorile înregistrate se trasează graficele $p_2 = f(h)$ la $v_c = 0$, care sînt similare cu cele $R = f(h)$ obţinute prin multiplicarea cu o constantă, suprafaţa F_2 a cilindrului. Pe grafic se determină parametrul E_0 definit conform expresiei (7). Montajul din figura 7 permite determinarea lui C_0 şi E_0 direct pe ansamblul sistemului de copiere. Utilizarea aparaturii electronice de măsură şi înregistrare permite determinarea precisă şi completă a curbelor caracteristice într-un timp relativ mai scăzut şi în condiţii diferite de probare prin trasarea directă a curbelor.

În figura 8 se prezintă familia de curbe $v_c = f(h)$ la $R = 0$ pentru un dispozitiv hidraulic cu sertar cu suprapunere negativă a muchiilor de comandă şi coeficienţi de debit diferiţi. Din grafic rezultă :

— În jurul poziţiei de echilibru ($v = 0$) apare un interval de inversare h_{inv} sub forma unui prag – discontinuitate a curbelor.

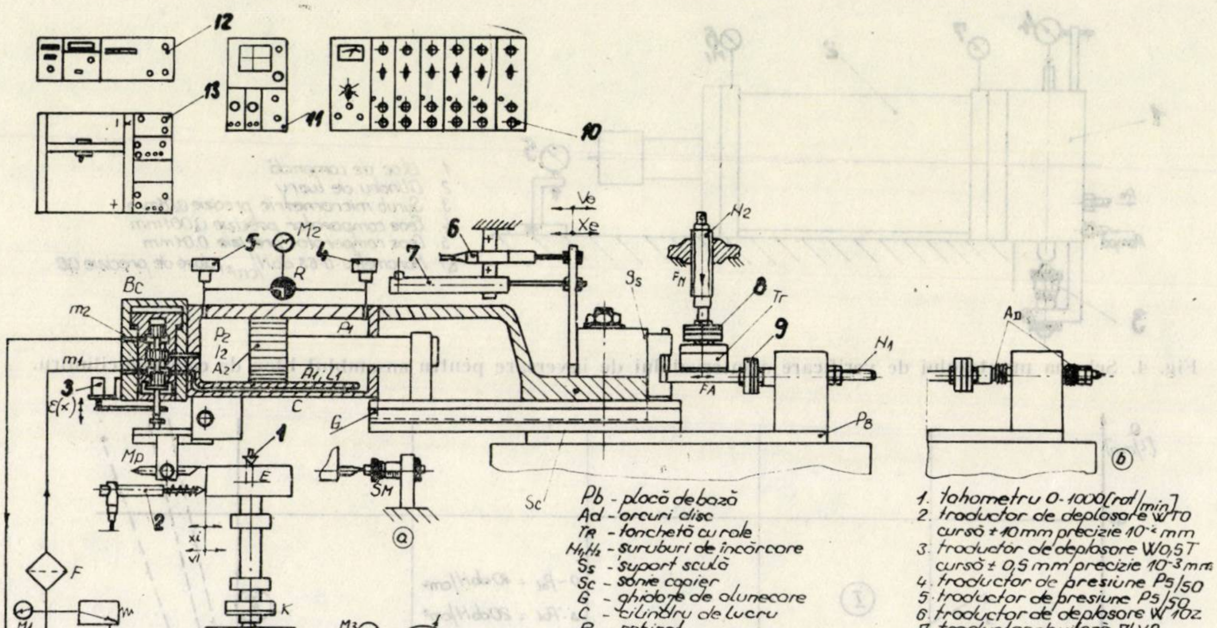

12
13
11
10
Vs
Xs
M2
5
4
6
7
R
Bc
m2
P2
l2
A2
P1
A1, L1
m1
3
ε(x)
C
G
Ss
H2
FH
8
Tr
9
H1
FA
PB
AD
b
Mp
1
E
SM
a
2
xi
vi
F
M1
SD1
PDC
S1
Rz1
K
MR
M3
SD2
DR
PDR
S2
Rz2
Sc
Pb - placă de bază
Ad - arcuri disc
TR - tanchetă cu role
H1,H2 - șuruburi de încărcare
Ss - suport sculă
Sc - sanie copier
G - ghidaje de alunecare
C - cilindru de lucru
R - robinet
Bc - bloc de comandă
Mp - mecanism de palpare
E - excentric reglabil [e=0÷4mm]
Șm - șurub micrometric
K - cuplaj
MR - motor hidraulic rotativ
M1,2,3 - manometre
PDR; PDC - pompă cu debit reglabil și pompă cu debit constant
SD1; SD2 - supape de descărcare
F - filtru
1. tahometru 0-1000[rot/min]
2. traductor de deplasare W10 cursă ±10 mm precizie 10⁻² mm
3. traductor de deplasare W0,5T cursă ± 0,5 mm precizie 10⁻³ mm
4. traductor de presiune P5/50
5. traductor de presiune P5/50
6. traductor de deplasare W10Z
7. traductor de viteză 7LV9
8. traductor de forță Q 2/200
9. traductor de forță Q 2/1000
10. punte Hottinger cu 6 canale
11. osciloscop Hottinger
12. inregistrator VLB
13. inscriptor x-y

Fig. 7. Schema standului pentru încercări în regim staționar și în regim dinamic a dispozitivului de copiat.

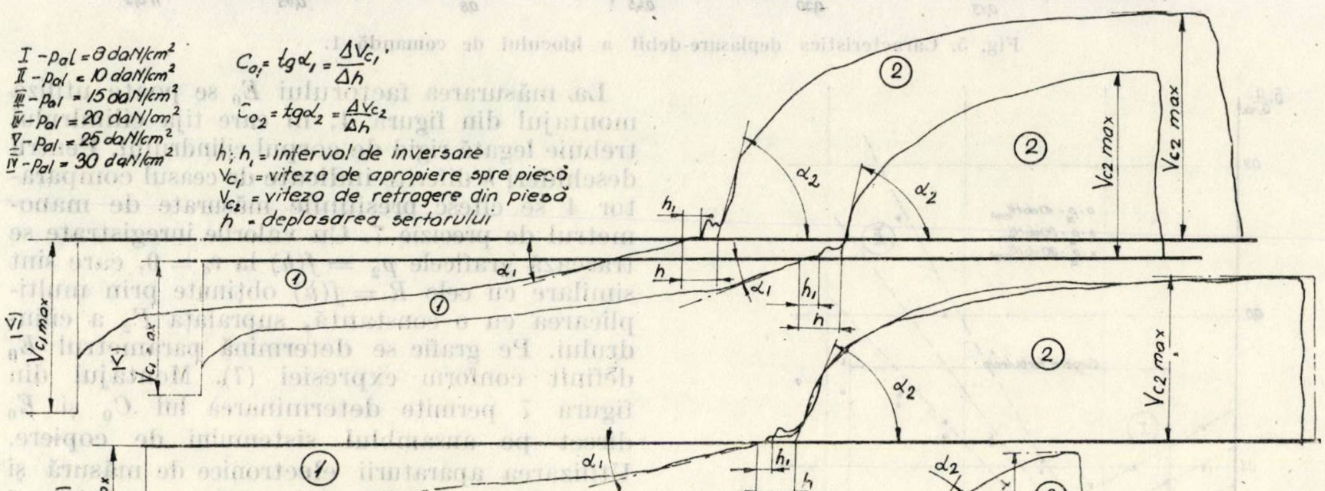


Fig. 8. Caracteristică $Vc = f(h)$ la sarcini exterioare nule.

— Intervalul de inversare descrește cu creșterea presiunii de alimentare aproximativ în raportul 1 : 1,8 pentru presiuni cuprinse între 8 și 30 da N/cm².

— Pantele curbelor $v_c = f(h)$, deci parametrii C_0 în punctele extreme ale intervalului de inversare sînt diferiți și direct proporționali cu mărimile coeficienților de debit. Neliniaritatea constatată experimental nu rezultă din ecuația (5) și este greu de exprimat matematic prin relații accesibile și exacte. Întrucît sertarul este cu suprapunere negativă, rezultă că intervalul de inversare se datorește jocurilor și elasticității elementelor din sistem.

În figurile 9 și 10 sînt prezentate cîteva curbe $p_2 = f(h)$ și $R_y = f(p_a)$ la $v_c = 0$, obținute pentru dispozitivul de copiat prezentat mai înainte.

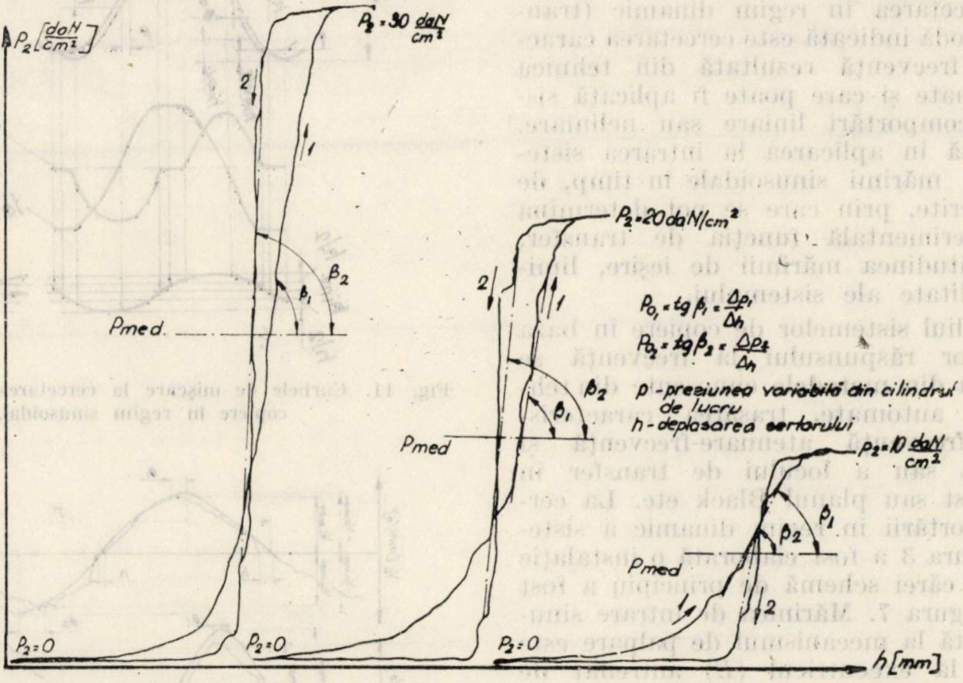


Fig. 9. Caractesristica $p_2 = f(h)$ la viteză nulă.

Din înregistrări rezultă :

— Forța măsurată în funcție de presiunea p_2 din figura 10 este inferioară valorii obținute prin calcularea valorii ei teoretice rezultate din graficul de variație $p_2 = f(h)$ din figura 9.

— Ambele înregistrări prezintă o neliniaritate de tip histerezis.

— Pantele curbelor trasate — deci parametrii E_0 — sînt diferite și depind de mărimea coeficienților de debit.

— Pentru domeniul $\pm \frac{1}{2} \cdot \frac{R_y}{p_1 F_2}$ în jurul valorii presiunii medii (p_{med}) curbele sînt aproximativ liniare, deci se confirmă valabilitatea relației (13).

— Creșterea presiunii de alimentare de la 10 daN/cm² la 30 daN/cm² determină mărimea factorului E_0 (pantele B_1 și B_2) (fig. 9).

— Mărimea presiunii de alimentare determină mărirea histerezisului (fig. 10); la $p = 10$ daN/cm² histerezisul este de 15%, în timp ce la $p = 30$ daN/cm² de circa 20%. Ca și în cazul precedent neliniaritatea constatată experimental nu rezultă din ecuația (5) și nu poate fi exprimată exact matematic ci numai aproximativ în baza datelor experimentale.

Cauzele care determină histerezisul în cazul considerat se explică și se verifică experimental tot pe baza jocurilor din sistem, a deformărilor elementelor sistemului sub acțiunea forțelor dezvoltate, a forțelor de frecare din ghidaje și etanșări. Pentru îmbunătățirea factorilor E_0 și reducerea histerezisului sînt valabile concluziile prezentate la analizarea factorilor C_0, cu observația că suprafața F_2 în acest caz trebuie mărită, iar pentru reducerea forțelor de frecare este necesară :

— execuția și finisarea corectă a suprafețelor în mișcare relativă ;

— alegerea unor elemente de etanșare cu frecări reduse și constante pe toată durata de funcționare ;

— utilizarea unor ghidaje precise cu coeficienți reduși de frecare, cum ar fi ghidajele cu elemente de rostogolire și ghidajele hidrostatice.

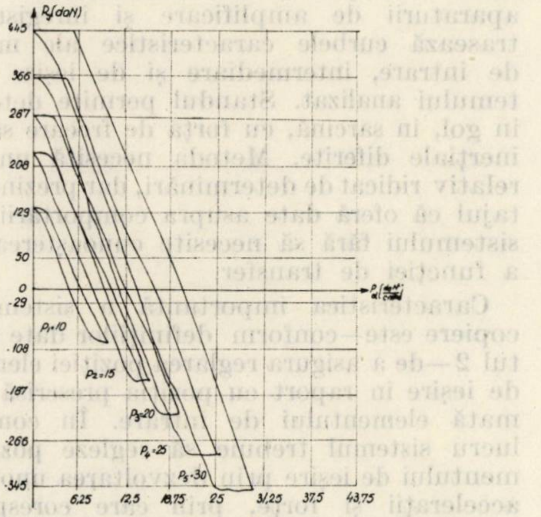


Fig. 10. Caracteristica $Ry = f(pa)$ la viteză nulă.

Pragul determinat experimental în figura 8 și histerezisul din figurile 9 și 10 determină un interval total de inversare prezent la majoritatea sistemelor de copiere, pentru care la deplasări h în acest domeniu atît viteza cît şi sarcina dezvoltată de sistem sînt nule. Pentru un sistem real, la care experimental se determină mărimea intervalului de invesrare (h_{inv}) şi parametrii C_0 şi E_0, cu relaţia (13) se pot calcula erorile suplimentare h şi deci deviaţiile palpatorului necesare dezvoltării forţelor R, rezultate din condiţiile de aşchiere şi vitezele v_c condiţionate de forma şablonului şi mărimea de avans longitudinal.

3.2. — *Cercetări în regim dinamic*

Pentru cercetarea în regim dinamic (tranzitoriu) o metodă indicată este cercetarea caracteristicii de frecvenţă rezultată din tehnica reglării automate şi care poate fi aplicată sistemelor cu comportări liniare sau neliniare. Metoda constă în aplicarea la intrarea sistemului a unei mărimi sinusoidale în timp, de frecvenţe diferite, prin care se pot determina pe cale experimentală funcţia de transfer, faza şi amplitudinea mărimii de ieşire, limitele de stabilitate ale sistemului.

Pentru studiul sistemelor de copiere în baza caracteristicilor răspunsului la frecvenţă se utilizează una din metodele cunoscute din tehnica reglării automate, trasarea caracteristicilor de frecvenţă atenuare-frecvenţă şi fază-frecvenţă sau a locului de transfer în planul Nyquist sau planul Black etc. La cercetarea comportării în regim dinamic a sistemului din figura 3 a fost elaborată o instalaţie de probare, a cărei schemă de principiu a fost ilustrată în figura 7. Mărimea de intrare sinusoidală aplicată la mecanismul de palpare este obţinută de la excentricul (E) antrenat de un variator hidraulic la diferite turaţii constante. Cu ajutorul traductoarelor 2 ... 9 şi a aparaturii de amplificare şi înregistrare se trasează curbele caracteristice ale mărimilor de intrare, intermediare şi de ieşire ale sistemului analizat. Standul permite determinări în gol, în sarcină, cu forţă de frecare sau mase inerţiale diferite. Metoda necesită un număr relativ ridicat de determinări, dar prezintă avantajul că oferă date asupra comportării reale a sistemului fără să necesite cunoaşterea exactă a funcţiei de transfer.

Caracteristica importantă a sistemelor de copiere este—conform definiţiilor date la punctul 2—de a asigura reglarea poziţiei elementului de ieşire în raport cu poziţia prescrisă programată elementului de intrare. În condiţii de lucru sistemul trebuie să regleze poziţia elementului de ieşire prin dezvoltarea unor viteze, acceleraţii şi forţe, prin care corespunzător valorii acestor parametri se **consumă** în sistem o parte din mărimea de intrare, şi care se manifestă sub forma unei erori la care se însumează efectele pragului şi histerizisului.

Cercetarea în regim dinamic urmăreşte stabilirea acestei erori globale în prezenţa simultană a tuturor formelor de încărcare: viteză, acceleraţie, inerţie, frecări, şi a parametrilor constructivi ai sistemului prag, histerezis etc. În aceste condiţii s-au înregistrat curbe caracteristice similare cu cele prezentate în figurile 11 şi 12.

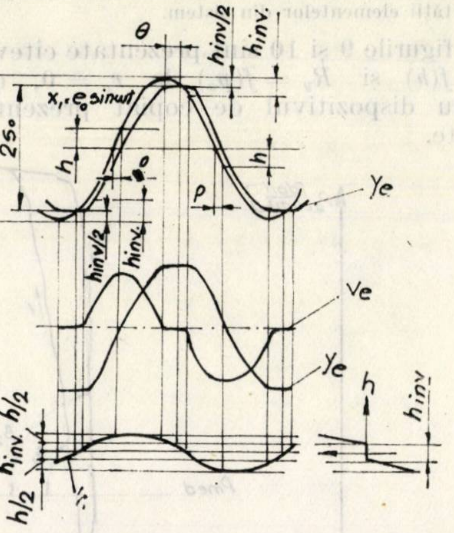


Fig. 11. Curbele de mişcare la cercetarea sistemului de copiere în regim sinusoidal.

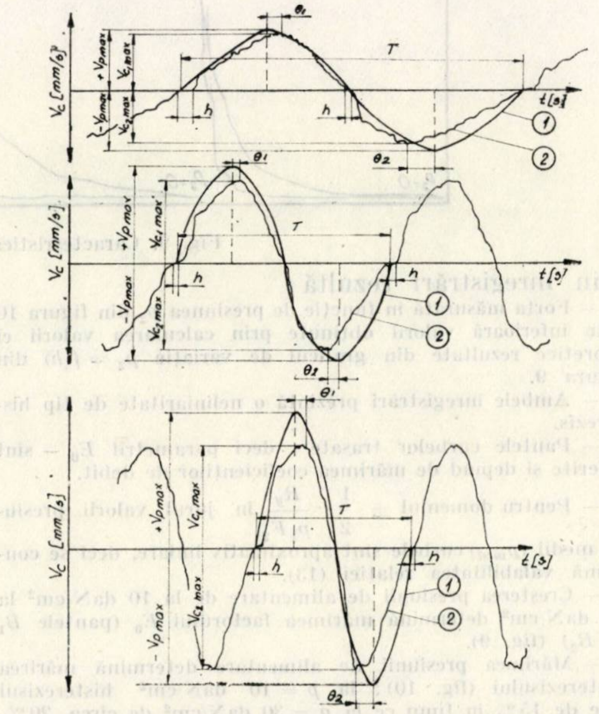


Fig. 12. Curbe de viteză la încercarea în regim sinusoidal.

Curbele de mişcare din figura 11 indică forma curbei de răspuns y_e pentru o variaţie sinusoidală la intrare x_i şi forma curbei erorilor globale h, în timp ce curbele din figura 12 indică forma curbelor de viteză ale saniei dispozitivului de copiat. Pentru explicarea alurei curbelor înregistrate în figura 11 sînt prezentate suprapus curbele y_e și x_i, iar peste curba y_e în mijlocul figurii s-a calculat grafic curba vitezelor saniei v_c cu ajutorul curbei erorilor globale h și a caracteristicii $v_c = f(h)$ rezultate din cercetarea în regim permanent. Din analiza simultană a rezultatelor înregistrate și a celor calculate grafic prezentate în figurile 11 și 12 s-au trasat curbele amplitudine — frecvență și fază-frecvență din figura 13. Rezultatele obținute conduc la următoarele concluzii :

— Pentru o variație sinusoidală $x_i(t)$ de amplitudine $2\ e_0$ rezultă o variație sinusoidală $y_e(t)$ de amplitudine $2\ s_0$ defazată cu distanța θ și o curbă periodică $h(t)$ de amplitudine $(h_{inv} + h)$ și defazată cu $\left(\frac{\pi}{2} + \frac{\theta}{2}\right)$. Prezența defazajului și a amplitudinilor $2\ s_0 < 2\ e_0$ este datorită intervalului de inversare h_{inv} precum și deschiderii relative $\pm\frac{h}{2}$ necesar eobținerii vitezelor $\pm v_e$ și învingerii forțelor rezistente din sistem.

— Curba de viteză v_e calculată grafic este decalată cu aproximativ $\frac{\pi}{2}$ față de y_e și prezintă discontinuități în punctele de inflexiune dependente de mărimea intervalului de inversare. Rezultatele sînt confirmate de înregistrările prezentate în figura 12.

—Prin mărirea frecvenței de excitare apar forțe de inerție mari care au ca efect micșorarea discontinuității în punctul de inflexiune a curbelor v_e (fig. 12 — efect pozitiv — dar determină o micșorare pronunțată a amplitudinii și aplatisarea curbelor v_e — adică creșterea defazajului și scăderea amplitudinilor s_0 pentru curbele y_e, efect negativ — căci crește eroarea globală h.

— Creșterea sarcinii exterioare și a forțelor de frecare determină mărirea lui (h_{inv} și h), deci a amplitudinii erorii globale dar cu influențe mai mici asupra defazajului.

— Mărirea presiunilor de alimentare are ca efect îmbunătățirea amplitudinilor S_0 și a defazajului θ în special la frecvențe joase (sub 10 Hz).

— Raportul amplitudinilor y_e/x_i scade cu circa 20% pentru frecvențe de 4 Hz și este sub 10% pentru frecvențe de 2 Hz la care corespund viteze de copiere maxime de circa (12,5 mm/s pentru un excentric cu $E = 1$ mm), valori prezentate în figura 13 pentru sistemul încercat fără sarcini exterioare).

Importanța practică a cercetărilor dinamice nu constă numai în faptul că ne indică comportarea sistemului și limitele de stabilitate, dar ne permite să stabilim direct și exact domeniile vitezelor de copiere și a sarcinilor exterioare pentru care eroarea h se încadrează în limitele cîmpului de toleranță prescris piesei de prelucrat.

Astfel, în cazul pieselor de prelucrat care necesită o precizie înaltă — de exemplu cînd se cere o dispersie totală a dimensiunii prelucrate de ± 0,025 mm — este absolut necesar ca adîncimea de așchiere să fie redusă și uniformă pe întreg conturul, încît sarcina și frecările să fie mici și constante, iar viteza de avans longitudinal să se aleagă astfel încît viteza de copiere rezultată din poligonul vitezelor (fig. 1) să nu depășească pe întreg conturul de prelucrat limitele stabilite în urma cercetării experimentale. Rezultă că pentru cazul general trebuie respectată condiția :

$$(h_{inv} + h) \leqslant T_0$$

La aceasta se adaugă și condițiile suplimentare impuse de precizia și repetabilitatea mașinii, rigiditatea de ansamblu a sistemului și uzura sculelor.

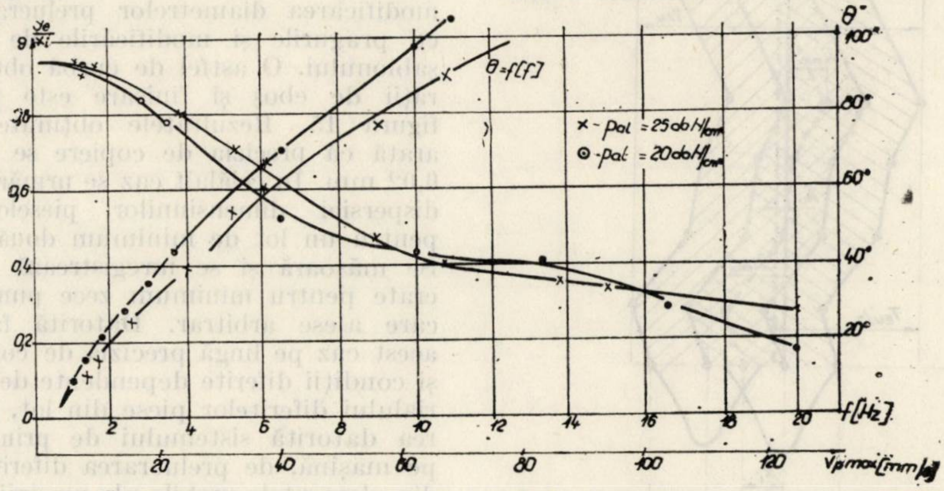


Fig. 13. Caracteristica amplitudine — fază la diferite frecvențe ale camei de comandă.

3.3.— *Cercetări în condiții de exploatare*

Cercetarea în condiții de exploatare reprezintă modalitatea directă prin care se obțin rezultate practice asupra comportării și calității sistemului de copiere. Dimensiunile şi forma piesei prelucrate comparate cu datele desenului de execuţie reflectă caracteristicile dispozitivului de copiat, influenţa maşinii, ale materialului piesei de prelucrat, ale sculei, ale şablonului sau ale regimului de aşchiere. Distanţa de inversare (pragul) şi histerezisul prezentate şi explicate în capitolele anterioare condiţionează mărimea erorilor de prelucrare. În cazul operaţiilor de strunjire efectuate cu sistemul de copiere din figura 3 s-au constatat erori de prelucrare atît la dimensiunile longitudinale cît şi la diametre – rezultate din efectul cumulat al celor două neliniarităţi — prag şi histerezis. Pentru aprecierea preciziei în lucrarea [7] se utilizează metoda propusă de V.D.I (Verband Deutscher Ingenieure). Se recomandă cercetarea în douăzeci de puncte diferite ale profilului pentru determinarea :

a) valorilor medii pentru diferite puncte şi direcţii de atac :

$$\bar{X}_i\uparrow = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} X_{ij} \quad \text{şi analog } \bar{X}_i\downarrow$$

cu acestea determinînd valoarea medie pentru ambele direcţii :

$$\bar{\bar{X}}_i = \frac{\bar{X}_i\uparrow + \bar{X}_i\downarrow}{2}$$

b) jocului invers în M puncte :

$$U = \frac{1}{M}\sum_{i=1}^{M} U_i = \frac{1}{M}\sum_{i=1}^{M} |X_i\uparrow - X_i\downarrow|$$

c) toleranţelor medii standard cînd pentru fiecare punct considerat se fac mai mult de 25 de determinări.

$$\sigma_i\uparrow = \sqrt{\frac{1}{N-1}\sum_{i=1}^{N} (\bar{X}_{ij}\uparrow - \bar{X}_i\uparrow)^2} \quad \text{şi analog } \sigma_i\downarrow$$

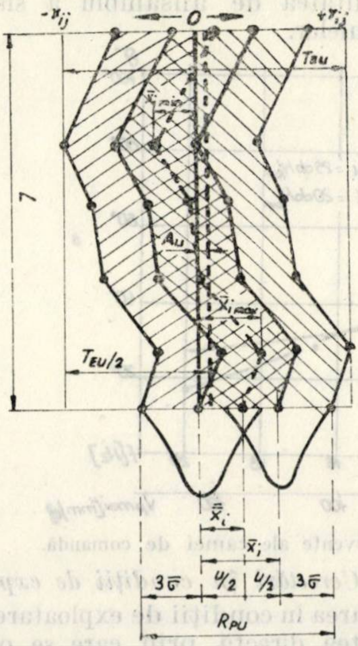


Fig. 14. Parametrii de poziţionare pentru o porţiune L de măsurare care cuprinde şase puncte de măsurare.

pentru M puncte :

$$\sigma\uparrow = \frac{1}{M}\sum_{i=1}^{M} \sigma_i\uparrow \quad \text{şi analog } \sigma\downarrow$$

iar valoarea medie pentru ambele direcţii este : $\bar{\sigma} = \dfrac{\sigma\uparrow + \sigma\downarrow}{2}$

d) dispersiei medii a poziţionării :

$$R_{PU} = U + 6\,\bar{\sigma}$$

e) valorii medii a toleranţei atacului :

$$T_{EU} = (\bar{\bar{X}}_{i\,max} - \bar{\bar{X}}_{i\,min}) + U + 6\,\bar{\sigma}$$

f) toleranţei medii de poziţionare :

$$A_U = \frac{\bar{\bar{X}}_{i\,max} + \bar{\bar{X}}_{i\,min}}{2}$$

Criteriile enunţate sînt prezentate în graficul din figura 14 şi se pot aplica pentru determinarea preciziei de poziţionare la maşini-unelte. Un dezavantaj important al acestei metode constă în faptul că pe lîngă volumul mare de muncă (calcule şi măsurători) probele se efectuează fără sarcini exterioare.

În lucrarea [4], ca urmare a datelor obţinute asupra cercetării sistemelor de copiere, a rezultat o metodă de cercetare prin care se definesc următorii parametri :

a) precizia de copiere

b) precizia de repetiţie — repetabilitatea.

În primul caz se urmăreşte stabilirea abaterii mărimilor reale ale pragurilor şi în general modificarea diametrelor prelucrate în raport cu pragurile şi modificările de diametre ale şablonului. O astfel de curbă obţinută la operaţii de eboş şi finisare este prezentată în figura 15. Rezultatele obţinute (fig. 15 a) arată că precizia de copiere se încadrează în 0,02 mm. În celălalt caz se urmăreşte stabilirea dispersiei dimensiunilor pieselor prelucrate pentru un lot de minimum douăzeci de piese. Se măsoară şi se înregistrează piesele prelucrate pentru minimum zece puncte de verificare alese arbitrar. Datorită faptului că în acest caz pe lîngă precizia de copiere intervin şi condiţii diferite dependente de starea materialului diferitelor piese din lot, de împrăştierea datorită sistemului de prindere a piesei pe maşină, de prelucrarea diferită a jocurilor din elementele mobile ale maşinii etc., precizia de repetiţie este inferioară preciziei de copiere. La sistemul analizat în condiţiile unor regimuri şi reglaje corecte şi atente ale maşinii s-au obţinut piese într-un domeniu de împrăştiere sub ± 0,025 mm (fig. 15 b).

Prelucrarea datelor obţinute prin metoda de cercetare stabilită a fost condusă după relaţiile de calcul date în lucrarea [6]. Menţionăm că separarea celor doi parametri a rezultat ca necesară în baza rezultatelor cercetării efectuate. S-a constatat că în cazul unei reglări mai puţin corecte a maşinii domeniul de împrăştiere al dimensiunilor pieselor prelucrate (repetabilitatea) este de 3 ... 5 ori mai mare şi anume de ± 0,1 mm faţă de ± 0,025 mm, în timp ce precizia de copiere nu a depăşit 0,05 ... ... 0,07 mm faţă de 0,02 mm. Pentru verificarea acestor rezultate la reluarea cercetării după preluarea jocurilor, reglarea corectă a subansamblurilor maşinii şi alegerea unor regimuri de lucru în conformitate cu rezultatele cercetărilor în regim dinamic ale sistemului de copiere, s-a obţinut o precizie de copiere şi repetabilitate similare cu valorile iniţiale. Încercările au fost completate şi cu verificări în gol pentru ciclul de copiere după şablon, situaţie în care domeniul de împrăştiere al traiectoriilor urmate de dispozitiv şi măsurate la comparator a fost de ± 0,01 mm, iar precizia de copiere a profilelor de pe şablon sub ± 0,005 mm. Modificarea regimurilor de lucru — creşterea vitezei de avans longitudinal sau a adîncimii de aşchiere — au condus la înrăutăţirea preciziei de copiere şi a repetabilităţii.

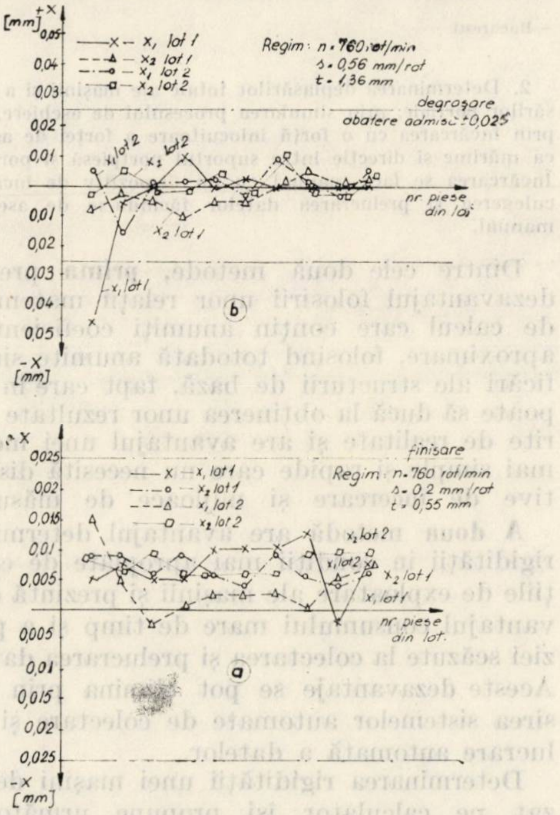


Fig. 15. Abaterile pragului prelucrat pe direcţia radială la degroşare şi finisare.

În figura 16 este prezentată vederea generală a dispozitivului de copiat, montat pe maşină în timpul cercetărilor experimentale. Probele şi cercetările efectuate pe maşină au verificat concluziile rezultate — la cercetările în regim permanent şi dinamic — demonstrînd în plus importanţa pe care o are corecta reglare a maşinii asupra preciziei pieselor prelucrate.

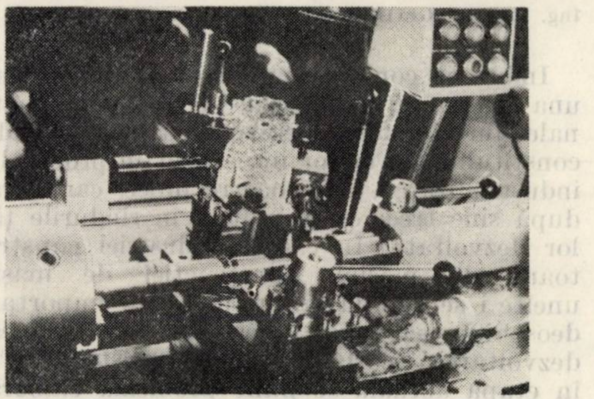


Fig. 16. Vedere generală a dispozitivului hidraulic de copiat la probele pe maşină.

Concluzii

Din materialul prezentat rezultă că pentru obţinerea unor sisteme de copiere hidraulică cu performanţe ridicate nu sînt suficiente metodele de calcul teoretice. Datorită ipotezelor de calcul simplificatoare şi existenţei unor fenomene care însoţesc funcţionarea reală şi care nu pot fi exprimate matematic — cercetarea experimentală este indispensabilă. Metoda de cercetare prezentată poate fi aplicată la studiul oricărui sistem de copiere hidraulică. Rezultatele cercetării au importanţă deosebită, deoarece duc la concluzii care permit introducerea atît a modificărilor constructive de către proiectant cît şi la recomandări sigure asupra condiţiilor de utilizare ce trebuie respectate de către beneficiari.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Oprean, A.*: Hidraulica maşinilor-unelte. Ed. didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1968.
[2] *Moldovan, C.* şi alţii: Maşini-unelte de copiat. Ed. tehnică, Bucureşti, 1962.
[3] *Opitz H.* şi *Backe W.*: Untersuchung von Kopiersteurungen Westdeutscher, Verlag Aachen, 1959.
[4] *Duca M.*: Cercetări în vederea realizării unor dispozitive hidraulice de copiat. ICPMUA — Bucureşti 1973 (uz intern).
[5] *Korobocikin, B. L.*: Alegerea parametrilor optimi ai sistemelor hidraulice de urmărire de la maşinile-unelte de copiat. In: Rev. ,,Maşini-unelte şi scule'' nr. 6/1956 .
[6] *Lăzărescu, I. D.*: Toleranţe, ajustaje, calibre. Ed. tehnică, Bucureşti, 1963.
[7] *Bielinscki, L., Jaworski, Z.*: Sravnitelnîi analiz copirovalino tocarnîh stancov i tacornîh stancovi cislovîm upravleniem tocichi zrenia tocinosti abrabomchi. I.O.S Kracovia, 1973.

CZ 621.915 : 681.31

Determinarea pe calculator a rigidității statice a unei mașini de frezat

Ing. Mihăiță GEORGESCU; mat. Sergiu STOICA — ICPMUA – București

Industria constructoare de mașini reprezintă una din ramurile de bază ale economiei naționale din România, dezvoltarea ei cu precădere constituind un factor important în procesul de industrializare a țării noastre, proces care atrage după sine trecerea României în rîndurile țărilor dezvoltate. În cadrul industriei constructoare de mașini, construcției de mașini-unelte i se acordă la rîndul său o importanță deosebită, ea fiind aceea care condiționează dezvoltarea celorlalte ramuri industriale. Cum în etapa actuală se pune problema elaborării unor mașini și utilaje cu performanțe ridicate într-un timp foarte scurt, trebuie să se construiască mașina pentru așchierea metalelor care să asigure construcția celorlalte mașini la parametri de un înalt grad de tehnicitate și într-un timp cît mai scurt posibil. Pentru a face față ritmului înalt de industrializare și tehnicității tot mai ridicate, trebuie proiectate și executate noi tipuri de mașini-unelte. Pentru stabilirea performanțelor mașinilor și totodată mărirea lor la nivelul asigurării competitivității pe plan internațional, un rol important îl joacă cercetarea. Ea constituie o verigă între proiectarea și execuția unei mașini. Se înțelege că filiera proiectare-execuție trebuie scurtată cît mai mult posibil, pentru ca noile mașini să intre cît mai rapid în procesul de producție. În procesul de cercetare, o mașină-unealtă este supusă la probe complexe: de precizie, stabilitate dinamică, rigiditate, zgomot.

Determinarea rigidității mașinii este una din etapele de cercetare care se face la ora actuală în totalitate manual, începînd de la încărcarea cu forța prestabilită, culegerea datelor, pînă la prelucrarea lor, fapt ce duce la un consum de timp, respectiv la o întîrziere a dării în producție a mașinii respective. Acest lucru a pus problema automatizării în primul rînd a etapei de cercetare a rigidității, care este o încercare statică, trecînd ulterior și la automatizarea etapei de determinare a stabilității dinamice.

Acest proces de automatizare are efect multiplu:

— darea în procesul de producție mai repede a mașinii supuse cercetării;

— posibilitatea cercetării mai multor mașini într-o perioadă de timp determinată, prin eliberarea cercetătorului;

— ridicarea calității prelucrării prin asigurarea preciziei și eliminarea subiectivității cercetătorului.

Determinarea rigidității unei mașini se poate face în principal prin două metode:

1. Determinarea matematică a deformațiilor de contact dintre elementele mașinii și a deformațiilor proprii ale acestor elemente.

2. Determinarea deplasărilor totale ale mașinii și a deplasărilor parțiale, prin simularea procesului de așchiere, adică prin încărcarea cu o forță înlocuitoare a forței de așchiere ca mărime și direcție între suportul portpiesă și portsculă. Încărcarea se face manual cu un dispozitiv de încărcare, culegerea și prelucrarea datelor făcîndu-se de asemenea manual.

Dintre cele două metode, **prima** prezintă dezavantajul folosirii unor relații matematice de calcul care conțin anumiți coeficienți de aproximare, folosind totodată anumite simplificări ale structurii de bază, fapt care în final poate să ducă la obținerea unor rezultate diferite de realitate și are avantajul unei metode mai simple și rapide care nu necesită dispozitive de încercare și mijloace de măsurare.

A doua metodă are avantajul determinării rigidității în condiții mai apropiate de condițiile de exploatare ale mașinii și prezintă dezavantajul consumului mare de timp și a preciziei scăzute la colectarea și prelucrarea datelor. Aceste dezavantaje se pot elimina prin folosirea sistemelor automate de colectare și prelucrare automată a datelor.

Determinarea rigidității unei mașini de frezat pe calculator își propune următoarele etape:

— culegerea automată a datelor;

— determinarea rigidității elementelor componente ale mașinii;

— determinarea ponderii subansamblurilor componente ale mașinii în rigiditatea totală.

Datorită faptului că la ora actuală institutul nu dispune de mijloace pentru culegerea automată a datelor, s-a executat numai partea de prelucrare a lor pentru o mașină de frezat longitudinal, cu un singur montant cu următoarele caracteristici:

— Tipul mașinii: FL 1000 — CS.
— Dimensiuni masă: 4200 × 1000 mm.
— Număr de capete de frezat: 1.
— Diametrul pinolei: 220 mm.
— Putere motor ax principal: 18,5 kw.
— Putere instalată: 31,5 kw.

Etapele componente ale prelucrării automate a datelor sînt:

— perforare cartele;

— calculul valorilor medii ale deplasărilor în punctele de măsurare;

— calculul valorilor deplasărilor în punctele de măsurare (se elimină influența bazei de măsurare la mărimea deplasării măsurate);

— determinarea ponderii rigidității elementelor pe cele trei direcții la rigiditatea totală;

— determinarea rigidității totale a mașinii pe cele trei direcții.

Evaluarea performanțelor sistemului

Pentru a se evalua performanțele sistemului se ia în considerare cele două etape :

— de colectare a datelor ;
— de prelucrare a datelor ;

care se execută pentru determinarea rigidității unei mașini în cele două variante : manual și automat :

a) *Costul determinării rigidității prin metoda manuală* :

— Colectarea datelor (inclusiv pregătirile necesare) durează în jur de cinci zile. Ora de cercetare, incluzînd regiile este evaluată la 30 de lei. Deci costul va fi :

$$C_{cm} = 5 \times 8 \times 30 = 1.200 \text{ lei}$$

— Prelucrarea datelor durează aproximativ opt zile (calcul și prezentare tabelar), ora de calcul se consideră circa 15 lei, deci :

$$C_{cm} = 8 \times 8 \times 15 = 960 \text{ lei}$$

În total determinarea rigidității prin metoda manuală este :

$$Tm = C_{cm} + C_{pm} = 1.200 + 960 = 2.160 \text{ lei}$$

b) *Metoda automată* :

— Colectarea automată a datelor durează circa 16 ore, deci :

$$C_{ca} = 16 \times 30 = 480 \text{ lei}$$

— Pregătirea pentru prelucrare automată a datelor — scriere program durează circa șase ore, deci :

$$C_p = 6 \times 15 = 90 \text{ lei}$$

— Perforarea cartelelor :

$$C_{pc} = 100 \text{ buc.} \times 0{,}50 \text{ lei} = 50 \text{ lei}$$

— Rularea programului durează aproximativ zece minute (se obțin rezultate valoric, aranjate tabelar) și considerînd ora de calculator 2 000 de lei, deci :

$$C_{pa} = \frac{2000}{6} = 340 \text{ lei}$$

Total :

$$T_a = C_{ca} + C_p + C_{pa} + C_{pc} = 480 + 90 + 50 + + 340 = 1\,000 \text{ lei}$$

Deci determinarea automată a rigidității costă cu

$$\frac{2160 - 1000}{2160} \times 100\,\% = 54\,\%$$

mai ieftin decît determinarea manuală.

În aceste calcule nu s-a luat în considerare precizia de culegere și prelucrare a datelor, și calitatea înaltă a prelucrării.

Descrierea programelor

Programul principal

După chemarea subrutinei PRINT 1, se citesc datele necesare calculelor : distanțele punctelor de măsurare, valorile deplasărilor citite la comparatoare, valorile înclinărilor citite la nivele și valorile forțelor de încărcare pe cele trei direcții. Se cheamă subrutina de calcul a mediilor valorilor deplasărilor și înclinărilor MED și după atribuirea unor valori se cheamă subrutina de calcul a valorilor reale a deplasărilor în punctele de măsurare CIT. Se cheamă subrutina ELEM de calcul a deplasărilor elementelor mașinii. După calcularea valorilor rigidităților cu formula

$$\text{RIG(I)} = \frac{\text{F(I)}}{\text{DEPEL (I)}}$$

se cheamă subrutina PRINT 2 de tipărire a rezultatelor calculului : forță, deplasare, rigiditate. Ciclul se execută pentru trei valori ale forței de încărcare.

Subrutina PRINT 1

După citirea valorilor numerice necesare tipăririi, se tipărește următorul mesaj :

Caracteristici tehnice

```
MAȘINA = FL 1000 CS
MASA (L × B) = 4 200 × 1 000
NUMĂR DE CAPETE FREZAT = 1
DIAMETRU PINOLA MM = 220
PUTERE MOTOR A.P. = 18,5
PUTERE INSTALATĂ KW = 13,5
```

Subrutina MED

După citirea valorilor corespunzătoare punctelor de măsurare — cîte două pentru fiecare punct — se calculează media citirilor cu formula

$$B(I) = \frac{A(K) + A(K + 1)}{2}$$

Subrutina CIT

Cu ajutorul ei se calculează valorile deplasărilor reale din punctele de măsurare, eliminînd influența bazei.
Formula generală are forma :

$$DEP(I)_x = (DEP(I)_x) + DEP_{xb} \pm \\ \pm\, \theta_{xz}\,(Z(I)_i - Z_b) \pm \theta_{xy}\,(Y(I)_i - Y_b)$$

unde : DEP(I)_x este valoarea reală a deplasării în punctul I în direcția x

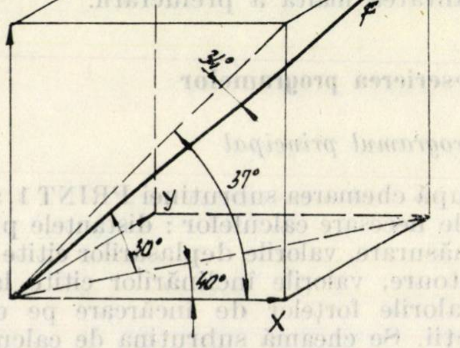


Fig. 1

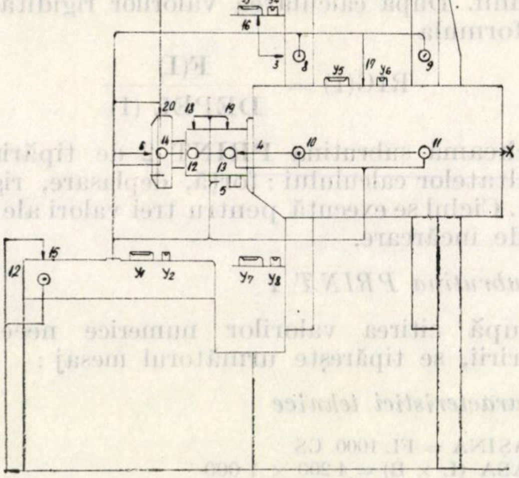


Fig. 2

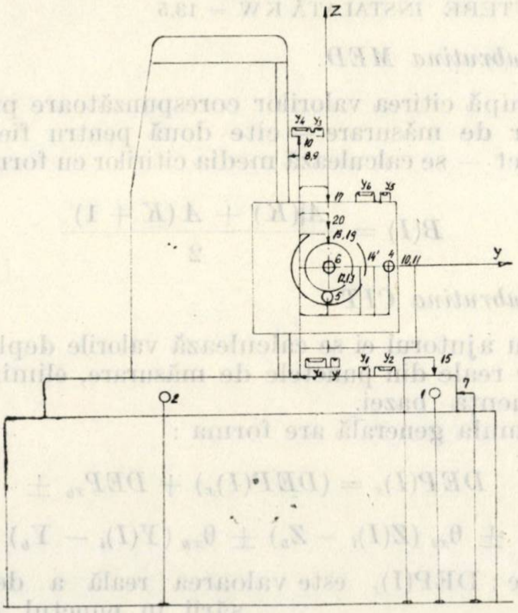


Fig. 3

$(DEP(I)_x)$ — valoarea deplasării citită la comparatorul I în direcția x.

DEP_{xb} — valoarea deplasării bazei comparatorului în direcția x.

θ_{xz} — rotirea bazei comparatorului în jurul axei y.

θ_{xy} — rotirea bazei comparatorului în jurul axei z.

$Z\,(I)_i,\ Y(I)_i$ — coordonatele punctului de măsurare a deplasării cu indicatorul I.

$Z_b,\ Y_b$ — coordonatele bazei indicatorului I.

Subrutina ELEM

Cu această subrutină se calculează ponderile deplasărilor elementelor componente ale mașinii în deplasarea totală a acesteia, după formula :

$$DEPEL(I)_x - DEPEL_x \pm \theta_{xy}\,xy \pm \theta_{xz}xz$$

unde : $DEPEL(I)_x$ este deplasarea elementului I considerată în originea axelor de coordonare.

$DEPEL_x$ — deplasarea elementului în dreptul indicatorului față de care se face calculul.

O_{xy}, O_{xz} — rotirile elementului I față de axele z și y

Valorile deplasărilor și rigidităților pe elemente și total în direcțiile X Y Z

I I	ELE-MENT	IAXA I	I I	FCRTA KGF	I I	DEPLA-SARE MM	I I	RIGIDITATE KGF/NN	I I
I	1	I X	I	1392	I	−. 9	I	−0.1580023 E 06	I
I	2	I Y	I	-1672	I	. 5	I	−0.3511533 E 06	I
I	3	I Z	I	125	I	0. 9	I	0.1469724 E 06	I
I	4	I X	I	1392	I	0.21	I	0.6682938 E 05	I
I	5	I Y	I	-1675	I	−0.1	I	0.1186823 E 07	I
I	6	I Z	I	125	I	0.27	I	0.4599818 E 05	I
I	7	I X	I	1392	I	0.34	I	0.4110945 E 05	I
I	8	I Y	I	-1675	I	−0.59	I	0.2842366 E 05	I
I	9	I Z	I	125	I	0.33	I	0.3823917 E 05	I
I	10	I X	I	1392	I	0. 3	I	0.5200898 E 06	I
I	11	I Y	I	-1675	I	0. 1	I	−0.1191958 E 07	I
I	12	I Z	I	125	I	0. 7	I	0.1674599 E 06	I
I	13	I X	I	1392	I	−0.18	I	−0.7658250 E 05	I
I	14	I Y	I	-1675	I	0.16	I	−0.1048456 E 06	I
I	15	I Z	I	125	I	0. 1	I	0.1467977 E 07	I
I	16	I X	I	1392	I	0.48	I	0.2900003 E 05	I
I	17	I Y	I	-1675	I	−0.48	I	0.3509332 E 05	I
I	18	I Z	I	125	I	0.06	I	0.2094680 E 05	I

```
 1− 3 = masă
 4− 6 = montant
 7− 9 = cap de frezat
 1−12 = pinoltă
13−15 = Arbore principal
16−18 = Total mașina

  0.0        0.02074    0.01765    0.02054
  0.0       −0.00018    0.00124   −0.00499
 −0.02136   −0.01019   −0.01997    0
  0.01236    0.02804    0.02007    0.03751
```

y, z — coordonatele indicatorului față de care se face calculul.

Subrutina PRINT 2

Cu această subrutină se afișează la imprimantă tabelar valorilor forței de încărcare, a deplasărilor și a rigidităților calculate pe elemente și total.

Concluzii

1. Rigiditățile totale pe cele trei direcții sînt mari în comparație cu rigiditățile întîlnite la mașinile-unelte și anume în jur de 10 000 kgf/minut.

2. Elementul cu rigiditatea cea mai slabă îl constituie capul de frezat (îmbinarea lui cu montantul).

3. Deplasarea capului de frezat față de montant este compusă din următoarele elemente :

— deplasarea în lungul axei Ox — 0,0057 mm
— deplasarea în lungul axei Oz — 0,0041 mm
— rotirea în jurul axei Oy — 0,028 um/mm
— rotirea în jurul axei Ox — 0,017 um/mm
— rotirea în jurul axei Oz — 0,086 um/mm.

Din aceste valori rezultă că rigiditatea mai scăzută se datorește rotirii în jurul axei Oz, aceasta ducînd la concluzia că jocul la una din plăcile de strîngere a capului de frezat pe ghidajul montantului este mai mare. În același timp micșorarea jocurilor din îmbinarea capului de frezat cu montantul, cu ajutorul penei de reglare și a plăcilor de strîngere, nu este posibilă, aceasta ducînd la creșterea consumului de putere la motorul de acționare a avansului capului de frezat mare și în situația reglajului existent.

4. Celelalte elemente componente ale lanțului subansamblurilor mașinii au o rigiditate foarte mare.

◆

CZ : 621.9 : 621.91.07

Asupra stabilității sistemului dinamic neliniar al mașinilor-unelte la așchierea materialelor tenace

Dr. ing. Ștefan RUSU — Institutul de construcții – București

La așchierea materialelor tenace se manifestă acțiunea perturbatoare a variației cu rămînere în urmă a forței dinamice de așchiere în raport cu viteza instantanee de așchiere (fig. 1). Aceasta implică modificarea caracteristicii statice forță-viteză de așchiere și deci a capacității excitatoare a dependenței. Este utilă deci determinarea condițiilor în care variația cu rămînere în urmă, forță dinamică de așchiere-viteză instantanee de așchiere, are sau nu o influență specifică importantă asupra stabilității sistemului dinamic al mașinii-unelte.

Explicația fizică a rămînerii în urmă a forței dinamice de așchiere (variația forței de așchiere de referință) în raport cu variația vitezei de așchiere poate fi realizată dacă se iau în considerare fenomenele plastice și termice din zona de contact așchie-față de degajare a sculei. Mărimea și variația forței dinamice de așchiere sînt determinate, exceptînd în condițiile problemei noastre alți parametri, de mărimea și variația forței de frecare așchie-sculă, dependentă de temperatura feței de degajare a sculei, la rîndul ei funcție de viteza de așchiere și de temperatura din planul de forfecare. La o variație a vitezei de așchiere forța de frecare așchie-sculă variază instantaneu, ca urmare a modificării temperaturii elementelor de așchie în planul de forfecare și deci a temperaturii pe fața de degajare [1, 2, 3], însă noua valoare a forței de frecare și implicit noua valoare a forței dinamice de așchiere se stabilizează numai după ce elementele așchiei, formate după variația vitezei de așchiere, vor acoperi întreaga lungime de contact așchie-sculă, conducînd astfel la o variație cu rămînere în urmă a forței dinamice față de viteza de așchiere. În esență deci, fenomenul de rămînere în urmă este explicat prin inerția transmiterii căldurii, ceea ce implică o inerție a formării așchiei în noile condiții în care se desfășoară procesul de așchiere, condiții generate de un impuls modificator oarecare.

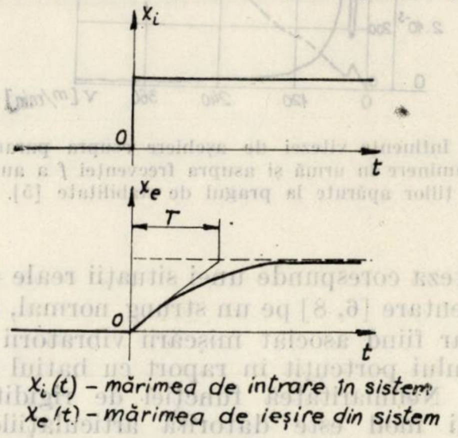

x_i
0
t
x_e
T
0
t
$x_i(t)$ – mărimea de intrare în sistem
$x_e(t)$ – mărimea de ieșire din sistem

Fig. 1 : Variație cu rămînere în urmă de parametru T

Acceptînd o variație exponențială a forței de frecare pe suprafața de contact așchie-sculă (fig. 2). Doi, Kudinov și Elyasberg deduc ecuația diferențială de variație cu rămînere în urmă forță dinamică — viteză instantanee de așchiere, sub forma unui model Maxwell [4]:

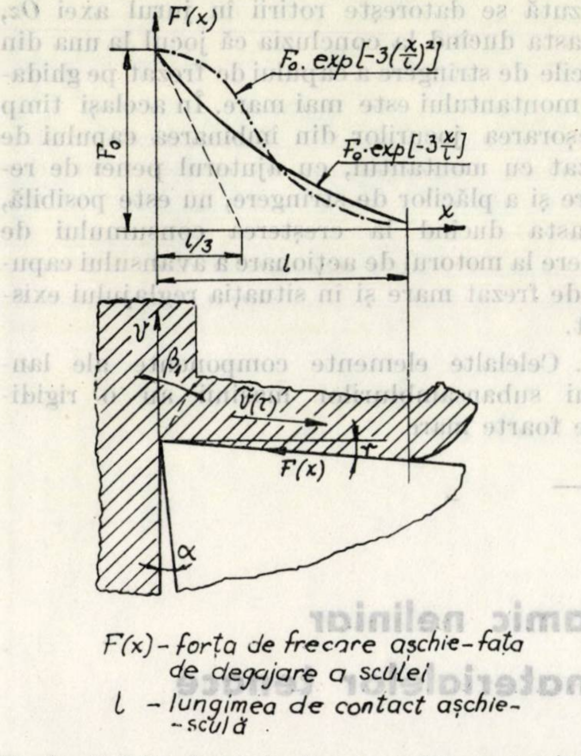

F(x)
$F_0 . exp[-3(\frac{x}{l})^2]$
$F_0 \cdot exp[-3\frac{x}{l}]$
F_0
x
l/3
l
V
β
V(τ)
τ
F(x)
α
F(x) - forța de frecare așchie-fața de degajare a sculei
l - lungimea de contact așchie-sculă

Fig. 2: Variația forței de frecare pe fața de degajare a sculei în funcție de lungimea de contact așchie-sculă.

$$T\cdot\dot{P} + P = -H\cdot v \qquad (1)$$

în condițiile inițiale $P(O) = O$; $v(O) = 0$.

Am notat prin P — forța dinamică de așchiere (N);

H — panta caracteristicii statice forță-viteză de așchiere ($N\cdot s$/m);

T — parametrul variației cu rămînere în urmă (s) (fig. 1);

v — viteza instantanee de așchiere (m/s).

Zars [5] face o diferențiere între influența instantanee a vitezei asupra forței dinamice de așchiere și influența ce generează rămînerea în urmă a forței față de viteză. În acest sens, ecuația dependenței $P - v$ capătă forma:

$$T\cdot\dot{P} + P = -H\cdot v + (1-\lambda)\cdot T\cdot\frac{d\,(H\cdot v)}{dt} \qquad (2)$$

unde λ este un parametru ce caracterizează raportul dintre influența vitezei ce generează rămînerea în urmă a forței dinamice de așchiere și influența generală a vitezei. Pentru $\lambda = 1$, influența instantanee a vitezei de așchiere este nulă. Cu scopul de a evalua efectul maxim a fenomenului de rămînere în urmă $P - v$ vom considera în cele ce urmează $\lambda = 1$, deși un asemenea caz este relativ puțin probabil, ceea ce nu modifică fondul problemei studiate.

Parametrul T depinde de lungimea de contact așchie-față de degajare a sculei, de viteza instantanee de așchiere și de contracția așchiei, fiind cu atît mai mare cu cît viteza este mai mică și cu cît tasarea așchiei este mai mare [5, 6, 7]. În figura 3 se prezintă influența vitezei de așchiere asupra parametrului T în următoarele condiții de așchiere:

s = 0,24mm/rot,
a = 0,21 mm,
$\gamma = 0°$,
$\varkappa = 60°$ (5).

Sînt sesizabile valorile mari ale parametrului T în domeniul vitezelor mici de așchiere, precum și maximul relativ al dependenței $T - v$ în zona de viteze ce favorizează formarea adaosului aderent. Ca urmare, influența fenomenului de rămînere în urmă $P - v$ asupra stabilității sistemului dinamic al mașinilor-unelte va fi mai importantă în domeniul de viteze $v \in (0,\ 70)$ m/min, în cazul prelucrării oțelurilor.

Pentru ca determinarea influenței dependenței cu rămînere în urmă $P - v$ să corespundă cît mai complet situațiile reale, vom lua în considerare în cele ce urmează și proprietățile neliniare ale structurii mașinii-unelte. Sistemul elastic al mașinii-unelte este admis ca avînd două moduri de vibrație neliniară, iar al doilea este liniar (fig. 4).

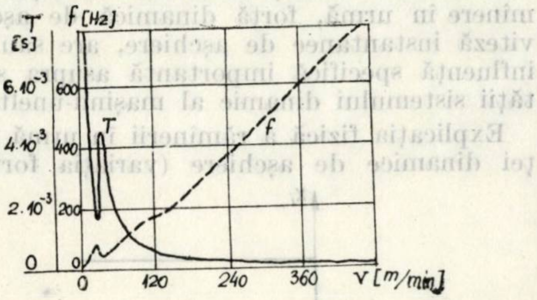


Fig. 3: Influența vitezei de așchiere asupra parametrului T de rămînere în urmă și asupra frecvenței f a autovibrațiilor apărute la pragul de stabilitate [5].

Ipoteza corespunde unei situații reale de experimentare [6, 8] pe un strung normal, modul neliniar fiind asociat mișcării vibratorii a căruciorului portcuțit în raport cu batiul strungului. Neliniaritatea funcției de rigiditate a acestui mod este datorită articulațiilor de alunecare cărucior-batiu. Din considerente

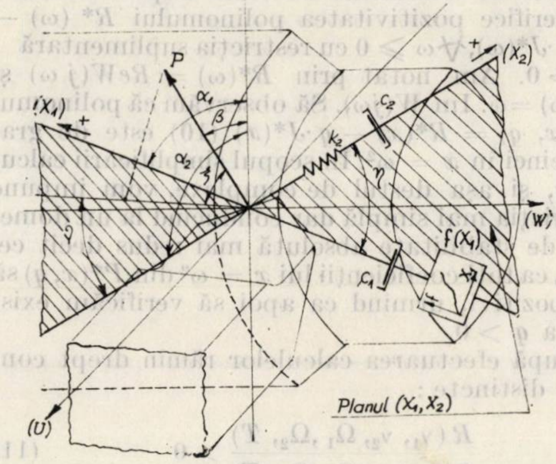


Fig. 4 : Schema de calcul pentru sistemul dinamic neliniar al maşinii-unelte cu două moduri individuale de vibraţie preponderente.

fizice, funcţia de rigiditate neliniară satisface condiţiile :

$$f(x) = k \cdot [x + \varphi(x)]$$

$$\text{cu :} \quad \varphi(x) \in C^2 \,;\; \varphi(0)=0 \,;\; x \cdot \varphi(x) \geqslant 0 \qquad (4)$$

$$\rho_1 \cdot x^2 \leqslant x \cdot \varphi(x) \leqslant \rho_2 \cdot x^2 \qquad (5)$$

unde ρ_1, ρ_2, $< \rho$, parametrul ρ caracterizînd clasa funcţiei neliniare. Relaţiile (3), (4) şi (5) definesc o neliniaritate hurwitziană (fig. 5).

Asimilarea funcţiei de rigiditate neliniară corespunzătoare unui mod de vibraţie al structurii maşinii-unelte cu o funcţie hurwitziană este confirmată de mai multe studii experimentale [6, 8, 9].

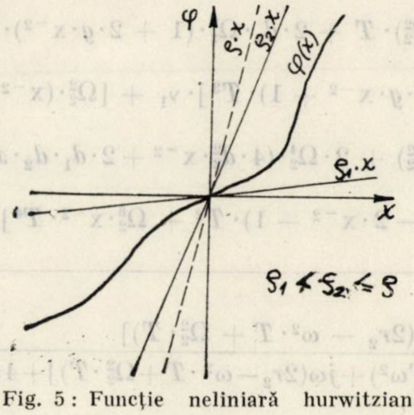


Fig. 5 : Funcţie neliniară hurwitziană.

Acestea fiind precizate, ne propunem să studiem condiţiile specifice de stabilitate a sistemului dinamic neliniar al maşinii-unelte la acţiunea perturbatoare a dependenţei cu rămînere în urmă $P - v$, acţiune ce se manifestă în special la aşchierea materialelor tenace în domeniul vitezelor mici de aşchiere.

Mişcarea sistemului dinamic este descrisă de :

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{X}_1 + c_1 \cdot \dot{X}_1 + k_1 \cdot X_1 + k_1 \cdot \varphi(X_1) = \\ = P \cdot \cos \xi \cdot \cos(\eta - \gamma) \\ m_2 \cdot \ddot{X}_2 + c_2 \cdot \dot{X}_2 + k_2 \cdot X_2 = P \cdot \cos \xi \cdot \cos \nu \\ T \cdot \dot{P} + P = -H \cdot (\dot{X}_1 \cdot \cos \alpha_1 - X_2 \cdot \cos \alpha_2) \end{cases} \qquad (6)$$

cu $\varphi(X_1)$ respectînd condiţiile (4) şi (5). S-a notat, conform figurii 4 :

$$\eta = \sphericalangle((X_1), (X_2)) \,;\; \xi = \sphericalangle((P), \text{planul}$$

$$(X_1, X_2)) \,;\; \alpha_1 = \sphericalangle((X_1), (V))$$

$$\alpha_2 = \sphericalangle\sphericalangle((X_2), (V)) \,;\; \beta = \sphericalangle((P), (V))$$

unde : (X_1) şi (X_2) sînt direcţiile proprii ale modurilor individuale de vibraţie ;
(P) — direcţia presupusă constantă a forţei dinamice de aşchiere ;
(V) — direcţia mişcării principale.

Determinarea condiţiilor de stabilitate absolută a sistemului neliniar presupune definirea în prealabil a cerinţelor de stabilitate asimptotică a părţii liniare a sistemului (6). Ecuaţia caracteristică a acestei părţi este :

$$\boxed{1 + \tilde{H} \cdot \frac{s\,[(m_1 u_{22} + m_2 u_{11})\,s^2 + (C_1 u_{22} + c_2 u_{11})s + (k_1 \cdot u_{22} + k_2 u_{11})]}{(1 + T \cdot s)\,(m_1 s^2 + C_1 s^2 + k_1)\,(m_2 s^2 + c_2 s + k_2)} = 0} \qquad (7)$$

unde :
s este operatorul Laplace ;

$$\tilde{H} = -H, \; u_{11} = \cos\xi \cdot \cos(\eta - \nu) \cdot \cos \alpha_1,$$
$$u_{22} = \cos\xi \cdot \cos\nu \cdot \cos\alpha_2.$$

Condiţiile de stabilitate asimptotică sînt deduse prin metoda locului rădăcinilor [10]. În figura 6 se prezintă locul rădăcinilor pentru un sistem avînd parametrii : $\Omega_1 = 774 \; s^{-1}$, $\Omega_2 = 1000 \, s^{-1}$, $d_1 = 0{,}064$, $d_2 = 0{,}037$, $T = 2 \cdot 10^{-3}$ s, unde : $\Omega_1^2 = k_1/m_1$; $\Omega_2^2 = k_2/m_2$; $d_1 = c_1/2 \cdot m_1 \cdot \Omega_1 = \delta_1/\Omega_1$; $d_2 = c_2/2 \cdot \mathrm{m}_2 \cdot \Omega_2 = \delta_2/\Omega_2$.

Valorile uzuale ale parametrului T la aşchierea materialelor tenace sînt cuprinse între $(0{,}5 \ldots 5) \cdot 10^{\;3}$ s[3, 5, 11] în funcţie de materialele de prelucrat şi de regimul de aşchiere ales. Stabilitatea asimptotică a părţii liniare a sistemului (6) este asigurată pentru $H > H_0 = -3842$ kg/s.

Din figura 6 rezultă şi cîteva modificări ale sistemului liniar spre a-i mări rezerva de stabilitate şi anume :

a) creşterea amortizărilor relative d_1 şi d_2 astfel ca polii $s_1^* \ldots, s_4^*$ să fie mai depărtaţi de axa imaginară ;

b) creșterea pulsațiilor proprii Ω_1 și Ω_2 cu același efect al îndepărtării polilor de axa imaginară;

c) deplasarea spre dreapta a zerourilor s_2 și s_3, astfel ca unghiul de plecare din polii complecși s_1^* și s_2^* să crească, conducînd la valori mai mari ale pantei critice H_0; această modificare este de aplicabilitate limitată, întrucît ea implică în afara creșterii amortizărilor relative d_1 și d_2, și o alegere convenabilă a orientării procesului de așchiere în raport cu direcțiile (X_i).

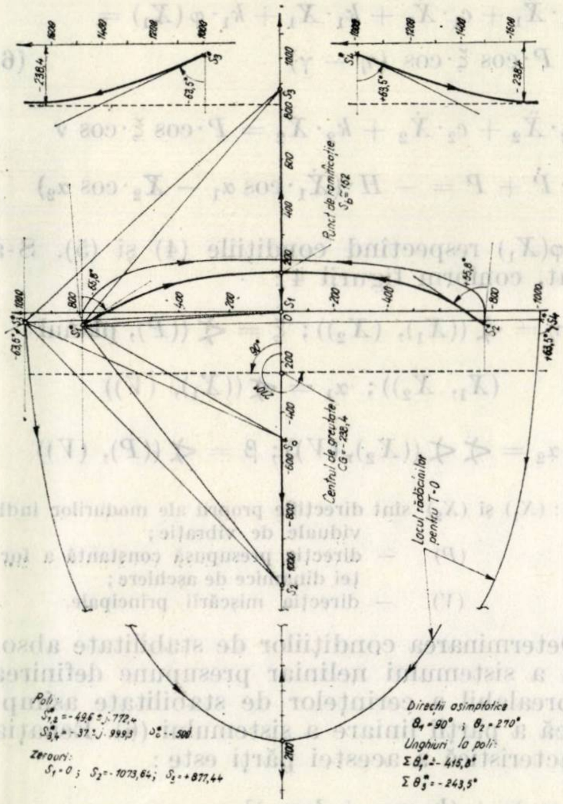

-238,4
-63,5°
-238,4
+63,5°
S_3
S_4
Punct de ramificație $S_b = 152$
Centrul de greutate $CG = -238,4$
Locul rădăcinilor pentru T-0
-63,5°
+63,5°
-55,8°
+55,8°
S_1
S_2
S_0
Poli:
$S^*_{1,2} = -49,6 \pm j \cdot 772,4$
$S^*_{3,4} = -37 \pm j \cdot 999,3$ $S^*_0 = -500$
Zerouri:
$S_1 = 0$; $S_2 = -1073,64$; $S_3 = +877,44$
Direcții asimptotice
$\theta_1 = 90°$; $\theta_2 = 270°$
Unghiuri la poli:
$\Sigma\theta_1^* = -415,8°$
$\Sigma\theta_3^* = -243,5°$

Fig. 6: Locul rădăcinilor pentru ecuația caracteristică (7).

În cele ce urmează admitem $H > H_0$, ceea ce asigură stabilitatea asimptotică a părții liniare a sistemului (6). Cu aceasta putem trece la studiul propriu-zis al stabilității absolute a sistemului neliniar (6), utilizînd criteriul Popov [12].

Caracteristica amplitudine-fază a sistemului dinamic neliniar (6) va fi:

$$W(j\omega) = \frac{\Omega_1^2(1 + j\omega T)\,[(\Omega_2^2 - \omega^2 - 2\delta_2 \cdot T\,\omega^2) + j\omega(2r_2 - \omega^2 \cdot T + \Omega_2^2 \cdot T)]}{[(\Omega_1^2 - \omega^2 - 2\delta_1 T\omega^2) + j\omega(2r_1 - \omega^2 T + \Omega_1^2 T)] \cdot [(\Omega_2^2 - \omega^2 - 2\delta_2 T\omega^2) + j\omega(2r_2 - \omega^2 \cdot T + \Omega_2^2 \cdot T)] + 4\varepsilon_1\varepsilon_2 \cdot \omega^2} \tag{8}$$

unde:

$$\begin{cases} r_1 = \dfrac{c_1 + H \cdot u_{11}}{m_1}; \quad r_2 = \dfrac{c_2 + H \cdot u_{22}}{m_2}; \quad \varepsilon_1 = \dfrac{H \cdot u_{12}}{2m_1}; \varepsilon_2 = \dfrac{H \cdot u_{21}}{2m_2} \\ u_2 = \cos\xi \cdot \cos(\eta - \nu) \cdot \cos\alpha_2; \; u_{21} = \cos\xi \cdot \cos\nu \cdot \cos\alpha_1 \end{cases} \tag{9}$$

Pentru a deduce condițiile de respectare a criteriului de stabilitate absolută Popov urmează se verifice pozitivitatea polinomului $R^*(\omega) - q \cdot J^*(\omega), \forall \omega \geqslant 0$ cu restricția suplimentară $\exists q > 0$. Am notat prin $R^*(\omega) = Re W(j\omega)$ și $J^*(\omega) = \omega.\ \mathrm{Im}\, W(j\omega)$. Să observăm că polinomul $P^*(x, q) = R^*(x) - q \cdot J^*(x)$ (10) este de gradul cinci în $x = \omega^2$. În scopul simplificării calculelor, și așa destul de complexe, vom impune restricția mai simplă dar conducînd la un domeniu de stabilitate absolută mai redus decît cel real, ca toți coeficienții lui $x = \omega^2$ din $P^*(x, q)$ să fie pozitivi, urmînd ca apoi să verificăm existența $q > 0$.

După efectuarea calculelor rămîn drept condiții distincte:

$$\frac{R(\nu_1, \nu_2, \Omega_1, \Omega_2, T)}{S(\nu_1, \nu_2, \Omega_1, \Omega_2, T)} > 0 \tag{11}$$

$$\frac{M(\nu_1, \nu_2, \Omega_1, \Omega_2, T)}{N(\nu_1, \nu_2, \Omega_1, \Omega_2, T)} > 0 \tag{12}$$

unde:

$$R(\nu_1, \nu_2, \Omega_2, T) = R(\nu_1, g, x, T) = 2T \cdot (2g + 1) \cdot \nu_1 + T^2 \cdot [\Omega_2^2 \cdot x^{-2} + 2 \cdot \Omega_2^2 \cdot (1 - 2 \cdot d_2^2)] - 2 \tag{13}$$

$$S(\nu_1\ \nu_2, \Omega_1, \Omega_2, T) = S(\nu_1, g, x, T) = (4 \cdot T \cdot d_1 \cdot \Omega_1 \cdot g - 1) \cdot \nu_1 + 2 \cdot d_1 \cdot \Omega_2^2 \cdot (1 - 2 \cdot d_2^2) \cdot T^2 - 2 \cdot d_1 \cdot \Omega_1 \tag{14}$$

$$\begin{aligned} M(\nu_1, \nu_2, \Omega_1, \Omega_2, T) &= M(\nu_1, g, x, T) = \\ &= -4 \cdot g\,[1 + g + \Omega_2^2 \cdot (g \cdot x^{-2} + 1) \cdot T^2] \cdot \nu_1^2 + \\ &+ 2 \cdot [-4 \cdot d_2 \cdot \Omega_2 \cdot g + 2 \cdot \Omega_2^2 \cdot (1 + g \cdot x^{-2} + g - \\ &- 2 \cdot d_2^2) \cdot T + 2 \cdot d_2 \cdot \Omega_2^3 \cdot (1 + 2 \cdot g \cdot x^{-2}) \cdot T^2 + \\ &+ \Omega_2^4 \cdot (2 \cdot g \cdot x^{-2} + 1) \cdot T^3] \cdot \nu_1 + [\Omega_2^2 \cdot (x^{-2} + 2 - \\ &- 4 \cdot d_2^2) + 2 \cdot \Omega_2^4 \cdot (4 \cdot d_2^2 \cdot x^{-2} + 2 \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot x^{-1} - \\ &- 2 \cdot x^{-2} - 1) \cdot T^2 + \Omega_2^6 \cdot x^{-2} \cdot T^4] \end{aligned} \tag{15}$$

$$N(\nu_1, \nu_2, \Omega_1, \Omega_2, T) = N(\nu_1, g, \mathrm{x}, T) =$$

$$= -8 \cdot g \cdot \Omega_2 \cdot (d_1 \cdot g \cdot x^{-1} + d_2) \cdot \nu_1^2 +$$

$$+ 2 \cdot \Omega_2^2 \cdot (2 - 8 \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot g \cdot \mathrm{x}^{-1} - 4 \cdot d_2^2 - 4 \cdot d_1 \cdot \Omega_2^2 \cdot$$

$$\cdot g \cdot \mathrm{x}^{-1} \cdot T - \Omega_2^2 \cdot T^2) \cdot \nu_1 + 4 \cdot \Omega_2^3 \cdot (d_1 \cdot x^{-1} -$$

$$- 2 \cdot d_1 \cdot d_2^2 \cdot x^{-1} - d_1 \cdot \Omega_2^2 \cdot T^2 \cdot \mathrm{x}^{-1}) \quad (16)$$

Am notat prin :

$$\nu_1 = \gamma_1 - \delta_1 ; \nu_2 = \gamma_2 - \delta_2 \quad (17)$$

$$g = \frac{\nu_2}{\nu_1} ; \quad \mathrm{x} = \frac{\Omega_2}{\Omega_1} \quad (18)$$

Introducerea parametrilor g și $\varkappa$ a avut scopul de a permite discutarea proprietăților de stabilitate absolută ale sistemului neliniar (6) în funcție de mai mulți factori. Astfel, parametrul $g = \nu_2/\nu_1 = (H \cdot u_{22}/m_2) : H \cdot u_{11}/m_1) = (m_1/m_2) \cdot (u_{22}/u_{11})$ (19) permite sesizarea influenței raportului maselor și a factorilor direcționali auspra proprietăților de stabilitate absolută. De asemenea, parametrul $x = \Omega_2/\Omega_1$ (20) face posibilă studierea influenței raportului rigidităților modale asupra stabilității sistemului.

În figura 7 se prezintă diagrama de stabilitate absolută pentru un sistem dinamic neliniar al mașinii-unelte, construită pe baza relațiilor restrictive (11) și (12) cu următoarele valori fixate ale parametrilor : $d_1 = 0{,}064$; $d_2 = 0{,}037$; $\Omega_2 = 1000\ \mathrm{s}^{-1}$; $u_{11} > 0$; $u_{22} < 0$; $T = 0{,}5 \cdot 10^{-3}\ s$; $x \in \{1{,}5 ; 3\}$, fiind simplu hașurat domeniul de stabilitate absolută pentru $\mathrm{x} = 1{,}5$ și $T = 0{,}5 \cdot 10^{-3}\ s$.

Spre comparație, în figura 8 se prezintă diagrama de stabilitate absolută a aceluiași sistem neliniar, dar pentru o variație instantanee a forței dinamice de așchiere în raport cu viteza de așchiere, adică pentru $T = 0$.

Din examinarea diagramelor din figurile 7 și 8 rezultă :

I) Domeniul D de stabilitate absolută este limitat practic numai de către amortizarea negativă relativă datorită pantei H, corespunzătoare modulului individual cu factor direcțional pozitiv (în cazul nostru ν_1, căci $u_{11} > 0$).

II) La creșterea parametrului $\mathrm{x} = \Omega_2/\Omega_1$, domeniul D se micșorează la sistemele dinamice neliniare cu $u_{11} \cdot u_{22} < 0$, ceea ce confirmă o concluzie analogă a lui Tlusty și Polacek, pentru sisteme liniare [13]. Explicația acestei comportări este imediată dacă ținem seama de faptul că pentru Ω_1, Ω_2 apropiați, receptanțele reale corespunzătoare celor două moduri individuale de vibrație se anulează parțial, conducînd la valori mai mari ale lățimii așchiei la pragul de stabilitate.

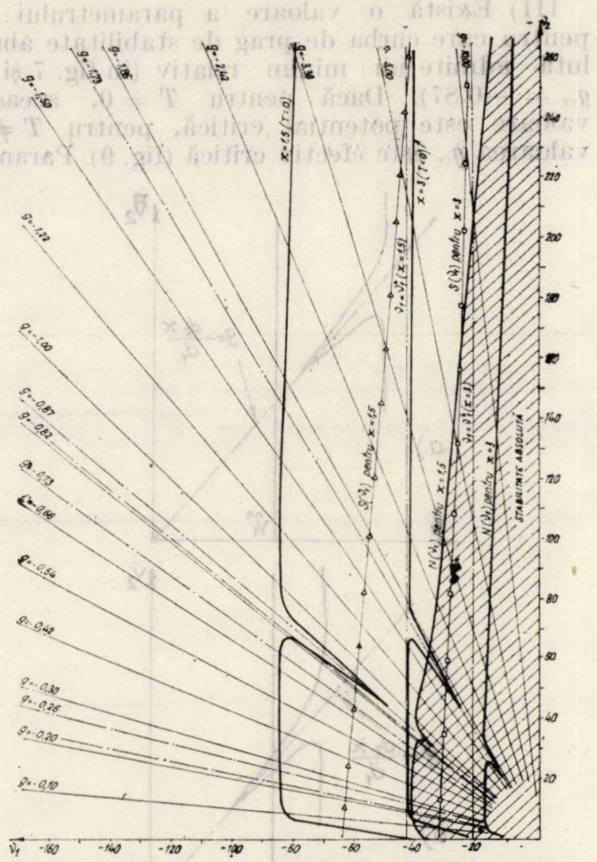


Fig. 7 : Diagrama de stabilitate absolută pentru $T = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ s.

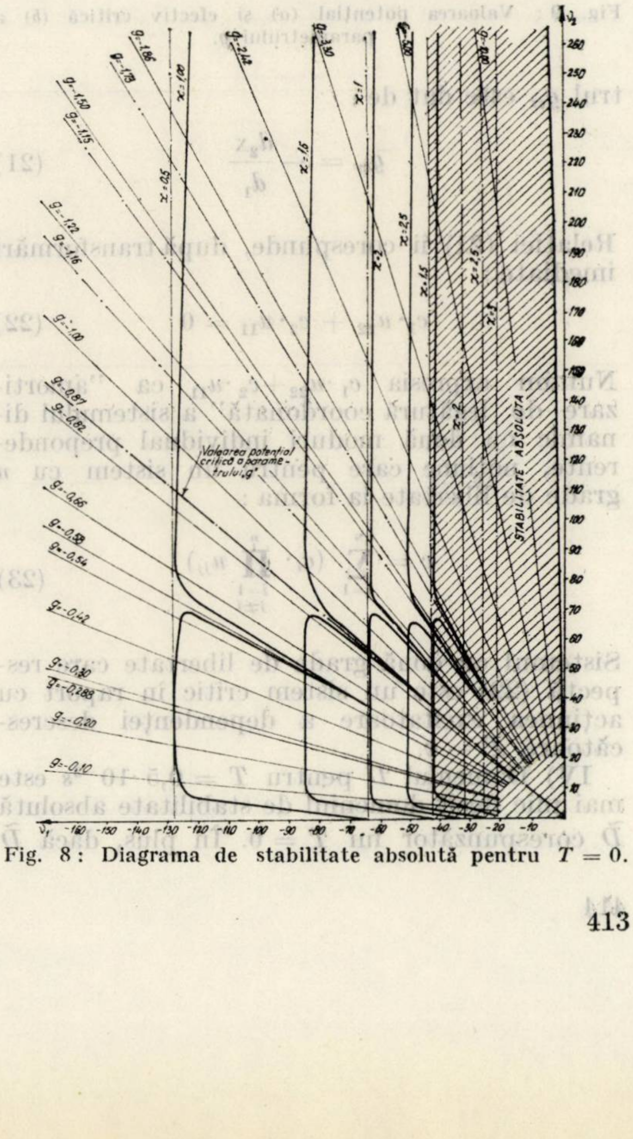
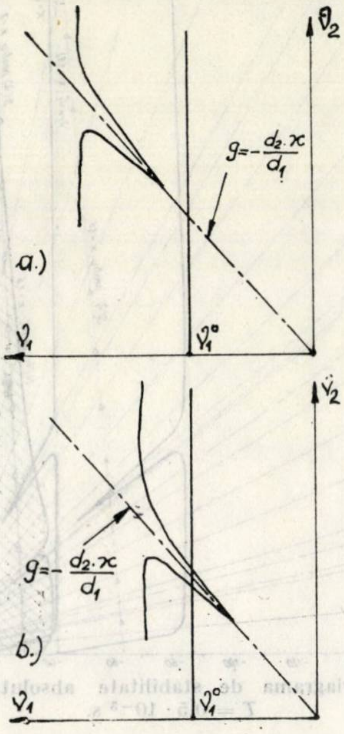


Fig. 8 : Diagrama de stabilitate absolută pentru $T = 0$.

III) Există o valoare a parametrului g pentru care curba de prag de stabilitate absolută admite un minim relativ (în fig. 7 şi 8, $g_{cr} = -0{,}87$). Dacă pentru $T = 0$, această valoare este potenţial critică, pentru $T \neq 0$ valoarea g_{cr} este efectiv critică (fig. 9). Parametrul g_{cr} este dat de :



ϑ_2
$g = -\frac{d_2 \cdot \varkappa}{d_1}$
a.)
ν_1
ν_1^0
$\dot{\nu}_2$
$g = -\frac{d_2 \cdot \varkappa}{d_1}$
b.)
ν_1
ν_1^0

Fig. 9 : Valoarea potenţial (*a*) şi efectiv critică (*b*) a parametrului *g*.

$$g_{cr} = -\frac{d_2 \varkappa}{d_1} \tag{21}$$

Relaţiei (21) îi corespunde, după transformări imediate :

$$c_1 \cdot u_{22} + c_2 \cdot u_{11} = 0 \tag{22}$$

Numim expresia $c_1 \cdot u_{22} + c_2 \cdot u_{11}$ ca ”amortizare de legătură coordonată” a sistemului dinamic cu două moduri individual preponderente, noţiune care pentru un sistem cu n grade de libertate ia forma :

$$c = \sum_{i=1}^{n} \left(c_i \cdot \prod_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{n} u_{jj}\right) \tag{23}$$

Sistemul cu două grade de libertate care respectă (22) este un sistem critic în raport cu acţiunea excitatoare a dependenţei descrescătoare $P - v$.

IV) Domeniul D pentru $T = 0{,}5 \cdot 10^{-3} s$ este mai mic decît domeniul de stabilitate absolută $\tilde{D}$ corespunzător lui $T = 0$. În plus, dacă $\tilde{D}$ este limitat de valori ν_1 practic independente de g, domeniul D se îngustează la creşterea lui g, deci la creşterea amortizării relative ν_2. Cu alte cuvinte, la sistemul neliniar cu $T = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ s, intervine mai pregnant influenţa modului liniar în definirea domeniului D, influenţa fiind cu atît mai pregnantă cu cît $\varkappa \to 1$, ceea ce este evident, deoarece în aceste condiţii creşte interacţiunea reciprocă a celor două moduri individuale de vibraţie.

Variaţia întinderii domeniului D în funcţie de parametrul T este prezentată pentru sistemul dinamic investigat în figura 10. Există o valoare $T = T_0$ şi o vecinătate a acesteia, pentru care $D = 0$, la o creştere ulterioară $T > T_0$, domeniul D tinzînd ca mărime către domeniul $\tilde{D}$ corespunzător lui $T = 0$. Explicaţia acestei comportări rezultă din considerente energetice. Pentru valori mici ale parametrului T, fenomenul de rămînere în urmă $P - v$ poate fi asimilat cu un fenomen de întîrziere $P - v$ după legea :

$$P = -H \cdot v\,(t - \tau) \tag{24}$$

unde τ este suficient de mic. Defazajul φ dintre vectorii P şi v este dat de $\varphi = \omega \cdot \tau$ cu ω — pulsaţia autovibraţiilor generate de mecanismul excitator al dependenţei descrescătoare $P - v$. Ca atare, lucrul mecanic al forţei dinamice de aşchiere realizat în timpul unei perioade a mişcării tranzitorii va fi :

$$L = \frac{\Pi \cdot v^2}{\omega} \cdot H \cdot \cos \varphi \tag{25}$$

unde pentru valori mici ale lui τ avem $\cos\varphi > 0$ şi cum $H < 0$, rezultă $L < 0$, ceea ce implică o introducere de energie în sistem şi deci o micşorare a stabilităţii mişcării acestuia.

Dimpotrivă, la valori relativ mari ale parametrului T, dependenţa $P - v$ obţine calită-

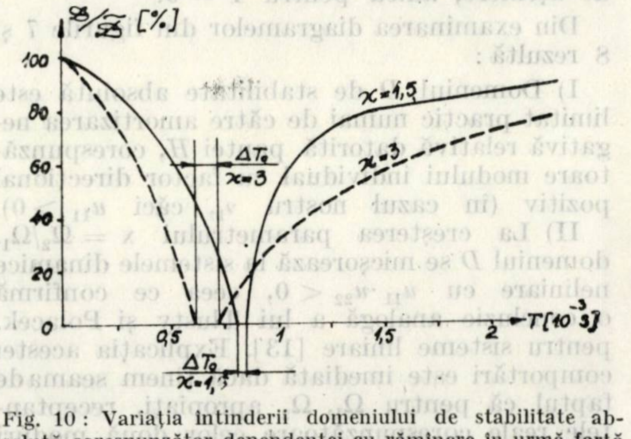


Fig. 10 : Variaţia întinderii domeniului de stabilitate absolută corespunzător dependenţei cu rămînere în urmă forţă dinamică — viteză de aşchiere, în raport cu domeniul similar corespunzător variaţiei instantanee forţă dinamică — viteză de aşchiere [6].

ţile unui fenomen de rămînere în urmă propriuzis, lucrul mecanic al forţei diamice de aşchiere devenind pozitiv. În plus, pentru valori mari ale parametrului T, stabilizarea noilor condiţii de aşchiere generate de un impuls modificator oarecare durează mai mult, ceea ce determină o inerţie mare a caracteristicii P — v, astfel încît panta dinamică a dependenţei P — v este mult mai mică decît panta statică a aceleiaşi dependenţe, conducînd astfel la o diminuare a intensităţii mecanismului excitator al caracteristicii descrescătoare P — v şi deci la o creştere a domeniului de stabilitate absolută.

Prin urmare, influenţa fenomenului de rămînere în urmă P — v asupra stabilităţii absolute a sistemului dinamic neliniar al unei maşini-unelte cu două moduri individuale de vibraţie preponderente este demnă de luat în considerare numai în domeniul de viteze de aşchiere care determină $T \cong T_0$. Pentru toate celelalte situaţii stabilitatea maşinii-unelte la aşchierea materialelor tenace se poate determina conform metodelor clasice de definire a ecuaţiei de prag [13, 14].

Valoarea T_0 este dependentă de caracteristicile disipative şi elastice ale structurii maşiniiunelte. Ea este cu atît mai mică cu cît raportul pulsaţiilor proprii este mai mare (pentru sisteme cu $u_{11} \cdot u_{22} < 0$) şi poate fi atinsă mai uşor la aşchierea materialelor tenace cu viteze mici de aşchiere, cu lungimi mari de contact aşchie-faţă de degajare a sculei şi pentru acele geometrii ale sculei aşchietoare care favorizează contracţii mari ale aşchiei. De asemenea, domeniului de viteze de aşchiere care determină apariţia adaosului aderent îi corespund valori mici ale parametrului T_0 cu influenţă nefavorabilă asupra proprietăţilor de stabilitate ale sistemului neliniar al maşinii-unelte. Pentru datele problemei noastre valoarea $T_0 = 0{,}8 \cdot 10^3$s pentru x = 1,5, iar domeniul de valori ale parametrului T în care influenţa sa asupra stabilităţii maşinii-unelte nu poate fi ignorată este cuprins în intervalul $(0{,}6\ \ldots 0{,}9) \cdot 10^{-3}$s.

BIBLIOGRAFIE

1. *Kudinov, V. A.*: Temperaturnaia zadacia treniia i iavlenia narostoobrazovaniia pri rezaniia i trenii. A 3-a Conferinţă internaţională de frecare şi uzură în construcţia de maşini, Moskva, 1960.
2. *Reznikov, A. N.*: Temperatura i ohlajdeniie rejuşcih instrumentov, Kuibîşev, 1959.
3. *Zars, V. V.*: Vliianie otastavaniia na vozbujdaiuşciuiu spossobnosti silî rezaniia Vop. din. i procinosti, Riga, nr. 14, 1967.
4. *Freudenthal, A. M.*: Introduction to the Mechanics Solids. John Wiley & Sons, New York, 1966.
5. *Zars, V. V.*: Evaluarea influenţei instantanee a vitezei asupra forţei de aşchiere — Voprosî dinamiki i procinosti, nr. 21, Riga, 1971.
6. *Rusu, St.*: Autovibraţiile proceselor de prelucrare mecanică. Stabilitatea dinamică liniară şi neliniară a acestor procese (teză de doctorat) I.C.B., Fac. de utilaj tehnologic, 1974.
7. *Das, M. K., Knight, W. A., Sadek, M. M.*: A Critical Assessment of Cutting Force Models in the Analysis of Machine Tool Instability" — Adv. in Mach. Tool Des. Res., vol. A, Pergamon Press, 1970.
8. *Knight, W. A., Sadek, M. M. Tobias, S. A.*: Automatic Determination and Digitization of Machine Tool Frequency Response Data — Adv. M.T.D.R., vol. A, Pergamon Press, 1970.
9. *Hanna, N. H.* ou *Tobias, S. A.*, The Non-Linear Dynamic Behavintr of a Machine Tool Structure — Int. J. of Mach. Tool Des. Res., vol. 9, nr. 3, 1969.
10. *Savant, C. V. jr.*: Calculul sistemelor automate — Ed. tehnică, Bucureşti, 1967.
11. *Elyasberg, M. E.*: Absoliutnaia ustoicivosti metallorejuşcih stankov po skorosti rezaniia — Stanki i Instrument, nr. 4, 1966.
12. *Popov, V. M.* Hiperstabilitatea sistemelor automate — Ed. Academiei R. S. România, Bucureşti, 1966.
13. *Tlusty, J., Polacek, M.*: The Stability of the Machine Tooll Against Self-Excited Vibration in Machining — Prod. Eng. Res. Conf. A.S.M.E., Pittsburg, 1963.
14. *Koenisberger, F., Tlusty J.*: Machine Tools Structures — Pergamon Press, vol. I, 1970.

◆

CZ: 621.91.07

Influenţa parametrilor structurali şi a componentelor forţei dinamice de aşchiere asupra valorilor pragului de stabilitate dinamică a maşinilor-unelte

Dr. Ing. Ştefan RUSU — Institutul de construcţii — Bucureşti

Pragul de stabilitate dinamică a maşinilorunelte, definit prin valorile b_{lim} — lăţimea limită a aşchiei şi f_{lim} — frecvenţa autovibraţiilor apărute, este determinat prin următoarea ecuaţie de prag, dedusă în lucrările [1 şi 2]:

$$b^{-2} + 2 \cdot B \cdot C' \cdot b^{-1} + B \cdot M \cdot B' + B \cdot P \cdot B' = B \cdot N \cdot B' + B \cdot Q \cdot B' \tag{1}$$

unde: B, C, M, N, P, Q sînt matrice a căror semnificaţie şi mod de construire sînt date în [1]:

b este lăţimea aşchiei nedetaşate.

Matricea B este definită în funcţie de parametrii structurali ai maşinii-unelte şi anume:

f_i — frecvenţa proprie a modului natural de rang i;

d_i — constanta adimensională de amortizare a modului i;
k_i — constanta elastică a aceluiaşi mod.

Matricele C, M, N, P, Q sînt construite în funcţie de coeficienţii componentelor forţei dinamice de aşchiere şi anume:

r — coeficientul componentei în fază cu vibraţia în direcţie normală la suprafaţa de aşchiere, în trecerea prezentă;
i — idem, în cuadratură de fază cu aceeaşi vibraţie;
$\tilde{i}$ — idem, în fază cu viteza vibraţiei;
r_0 — idem, în fază cu ondulaţia generată pe suprafaţa de aşchiere în trecerea anterioară;
i_0 — idem, în cuadratură de fază cu ondulaţia regenerativă.

Componentele de coeficienţi r şi r_0 caracterizează principiile perturbatoare ale legăturilor coordonate şi ale ondulaţiilor regenerative [3, 4], componentele de coeficienţi i şi i_0 — efectul perturbator al defazajului forţă dinamică — adîncimea aşchiei [2, 3, 5, 9], iar componenta de coeficient $\tilde{i}$ defineşte efectul autoexcitator al dependenţei descrescătoare forţă dinamică — viteză instantanee de aşchiere [2, 5, 6, 7, 8]. De asemenea, elementele matricelor C, M, N, P, Q cuprind şi orientarea procesului de aşchiere, definită prin unghiurile α dintre normala la suprafaţa de aşchiere şi direcţia proprie a modului natural (pentru o structură liniară) de rang i.

Cunoaşterea influenţei parametrilor structurali şi a componentelor forţei dinamice de aşchiere asupra valorilor pragului de stabilitate este de importanţă hotărîtoare, permiţînd, în condiţiile unei probleme deosebit de complexe, determinarea măsurilor adecvate şi particularizate pentru creşterea proprietăţilor de stabilitate dinamică a maşinii-unelte sau pentru definirea regimurilor de aşchiere stabilă la productivitatea maximă.

Rezolvarea ecuaţiei de prag de stabilitate (1) este realizată pe un calculator numeric, programul problemei fiind dat în [10]. Pentru concretizarea problemei se admite cazul unei strunjiri frontale pe un strung normal cu trei moduri naturale de vibraţie, ai căror parametri structurali sînt determinaţi experimental [2, 3] şi sînt cuprinşi în varianta IVR 1 (tabelul A). Cu scopul de a sesiza influenţa parametrilor modului predominant (modul 2) asupra pragului de stabilitate a maşinii-unelte se vor lua în considerare şi variantele IVR 2, . . ., IVR 5 în care se modifică succesiv α_2, f_2, d_2, k_2, ceilalţi parametri rămînînd constanţi. De asemenea, pentru a observa influenţa coeficienţilor r, i, $\tilde{i}$, r_0, i_0 asupra limitei de stabilitate s-a admis un număr de şase seturi de valori INC 1, . . ., INC 6 (tabelul B). Valorile r, i, $\tilde{i}$, r_0, i_0 sînt deduse experimental [11] la strunjirea frontală a unei bare cilindrice din oţel normalizat (C = 0,52 . . . 0,60%; Mn = 0,5 . . . 0,8%; Si = 0,17 . . . 0,37%; Cr = 0,25%; Ni = 0,3%; $P \leqslant 0{,}04\%$; $S \leqslant 0{,}04\%$) cu următoarele caracteristici fizico-mecanice:

$\sigma_c = 35$ daN/mm²; $\sigma_r = 61$ daN/mm²;
$HB = 254$ daN/mm²
$\delta_r = 13\%$. Setul de valori INC 1 este determinat pentru o viteză de aşchiere $v = 28$ m/min şi un avans transversal $s = 0{,}1$ mm/rot; setul INC 2 corespunde pentru v = 50 m/min, s = 0,1 mm/rot.

Setul INC 3 pentru $v = 100$ m/min şi s = 0,1 mm/rot.

Valorile INC $i + 3$ sînt deduse din INC i ($i = 1, 2, 3$) în ipotezele simplificatoare $r_u = r_v = r_{ou} = r_{ov} = r$ şi $i_u = i_v = \tilde{i}_u = \tilde{i}_v = i_{ov} = 0$. Toate componentele forţei dinamice de aşchiere după axa OW sînt nule (vezi lucrarea [1]).

Pe baza soluţiilor obţinute din rezolvarea ecuaţiei (1) sînt reprezentate curbele de stabilitate $b(f)$ (fig. 1, . . ., 15). Punctul critic al pragului corespunde minimului absolut al acestor curbe. Vom nota pentru discuţia următoare:

prin C_{ij} — curba definită prin variantele INC i IVR j;
prin (i, j) — varianta de studiu corespunzătoare vectorilor INC i, IVR j;
prin D_{ij}, D'_{ij}, D''_{ij} — domeniile de stabilitate necondiţionată ($\forall$ b real)
şi prin Δ_{ij}, Δ'_{ij} Δ''_{ij} — domeniile de stabilitate condiţionată.

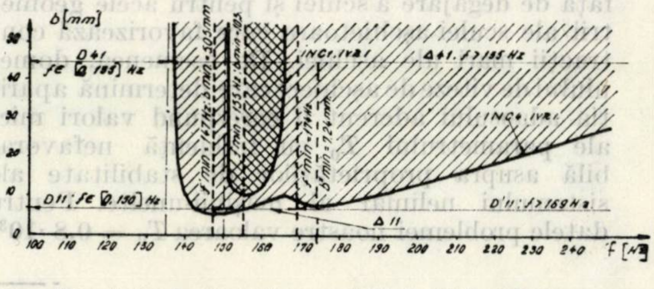


Fig. 1. Curba $b_{lim}(f)$ în variantele (1.1) şi (4.1).

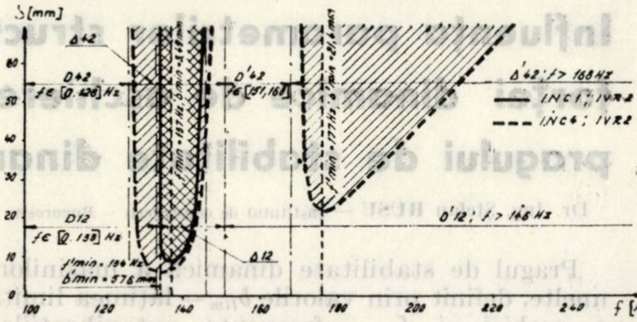


Fig. 2. Curba $b_{lim}(f)$ în variantele (1.2) şi (4.2).

Din examinarea curbelor C_{ij} rezultă:

1) Frecvenţa autovibraţiilor la pragul de stabilitate este apropiată de una din frecvenţele proprii ale structurii, iar cazul critic este

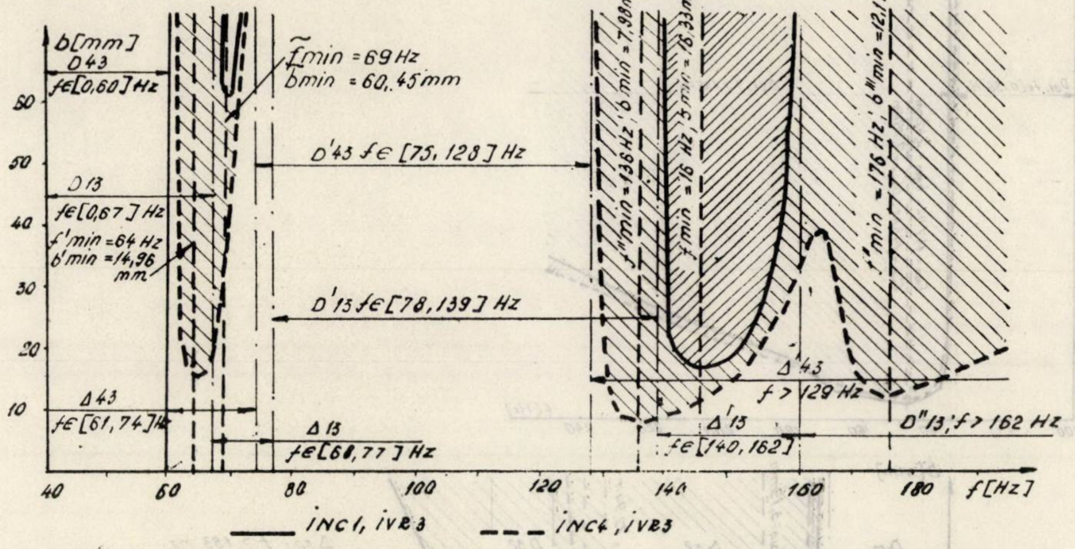


Fig. 3. Curba $b_{lim}(f)$ în variantele (1.3) şi (4.3).

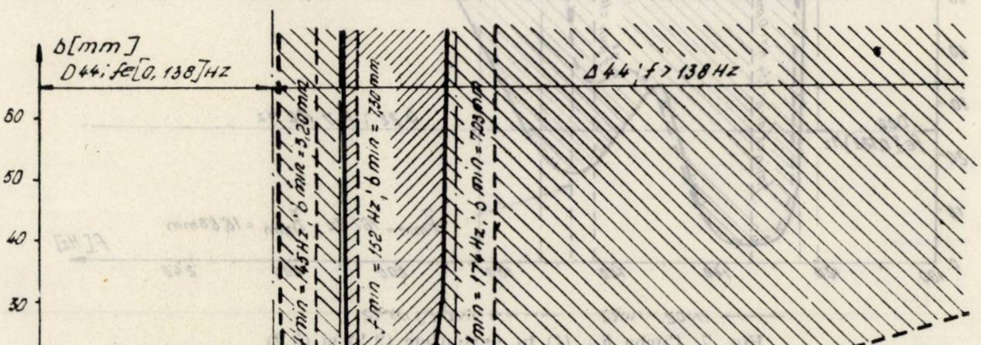


Fig. 4. Curba $b_{lim}(f)$ în variantele (1.4) şi (4.4).

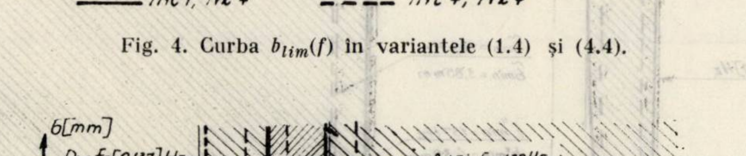
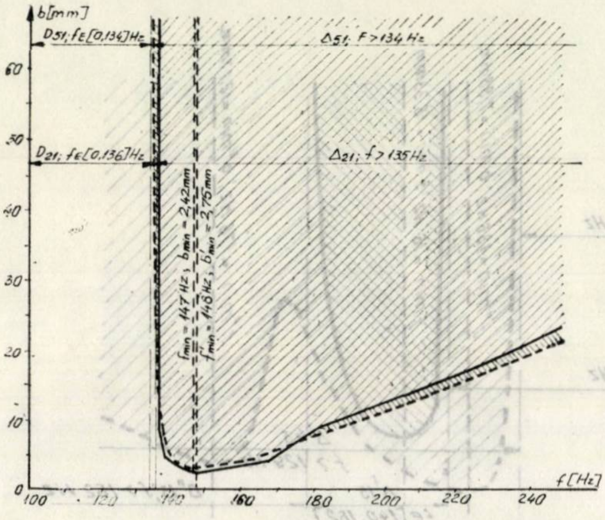


Fig. 5. Curba $b_{lim}(f)$ în variantele (1.5) şi (4.5).

Fig. 6. Curba $b_{lim}(f)$ în variantele (2.1) și (5.1).



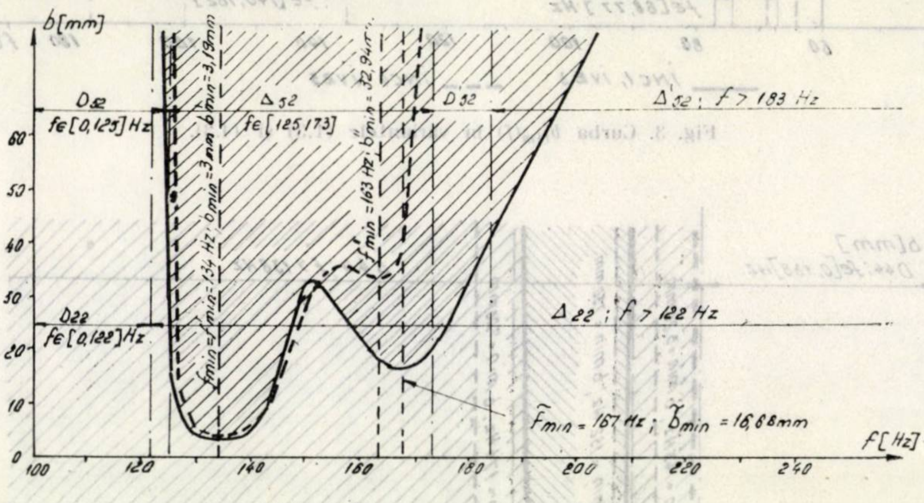


Fig. 7. Curba $b_{lim}(f)$ în variantele (2.2) și (5.2).

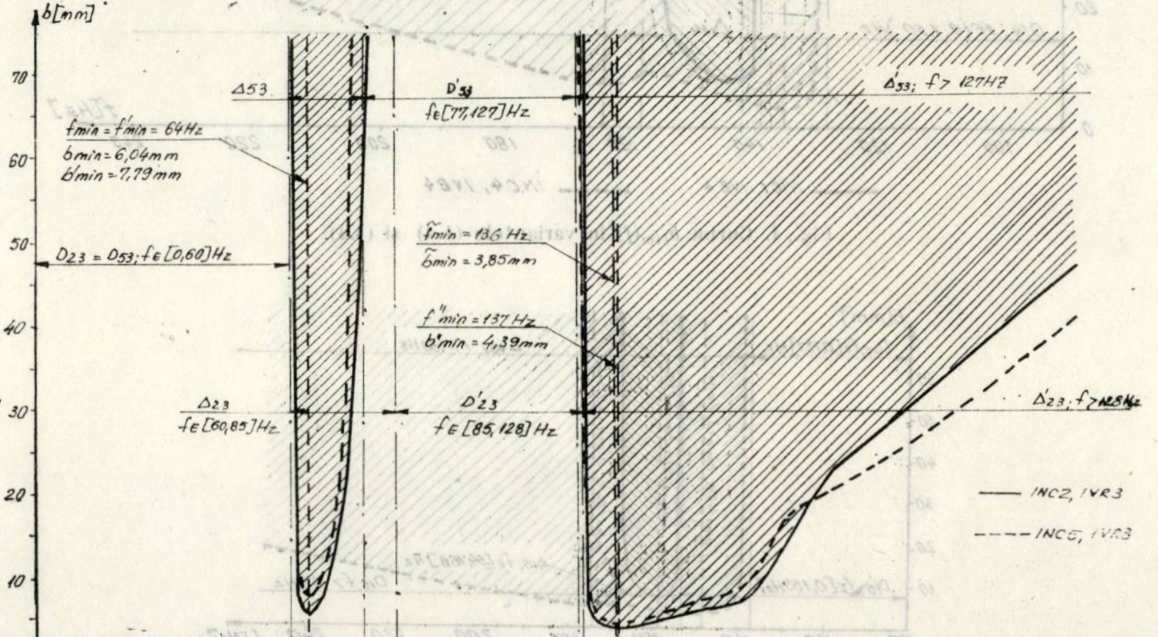


Fig. 8. Curba valorilor lățimii limită de așchiere în funcție de frecvență în variantele (2.3) și (5.3).

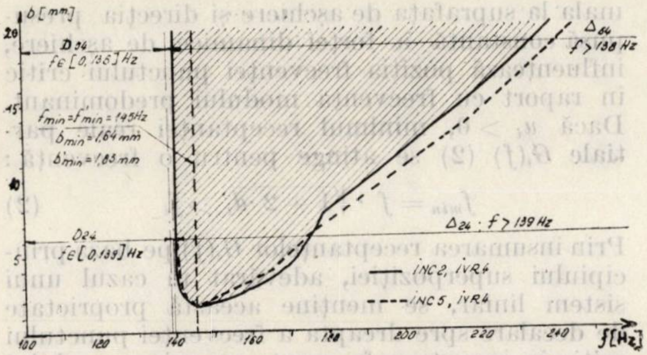


Fig. 9. Curba $b_{lim}(f)$ în variantele (2.4) şi (5.4).

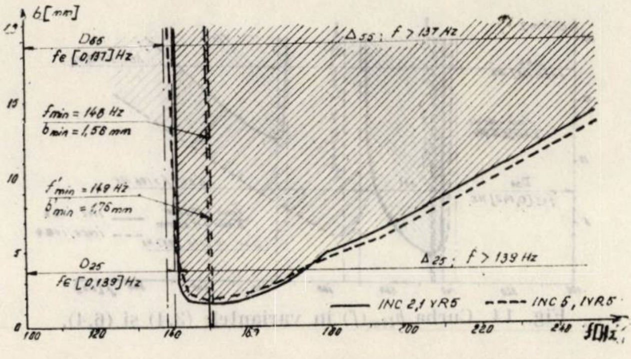


Fig. 10. Curba $b_{lim}(f)$ în variantele (2.5) şi (5.5).

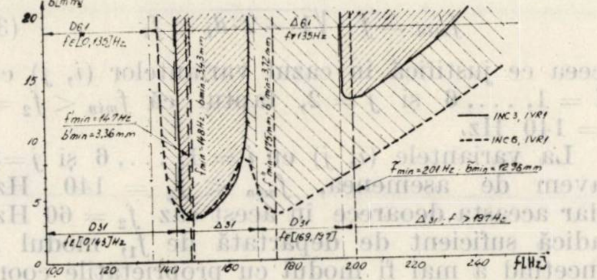


Fig. 11. Curba $b_{lim}(f)$ în variantele (3.1) şi (6.1).

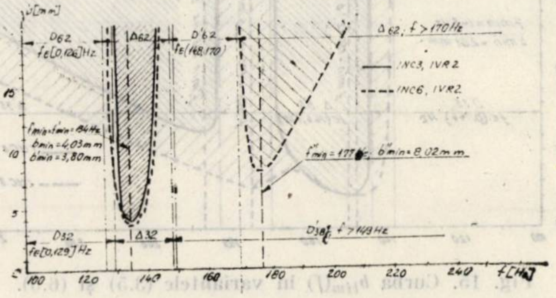


Fig. 12. Curba $b_{lim}(f)$ în variantele (3.2) şi (6.2).

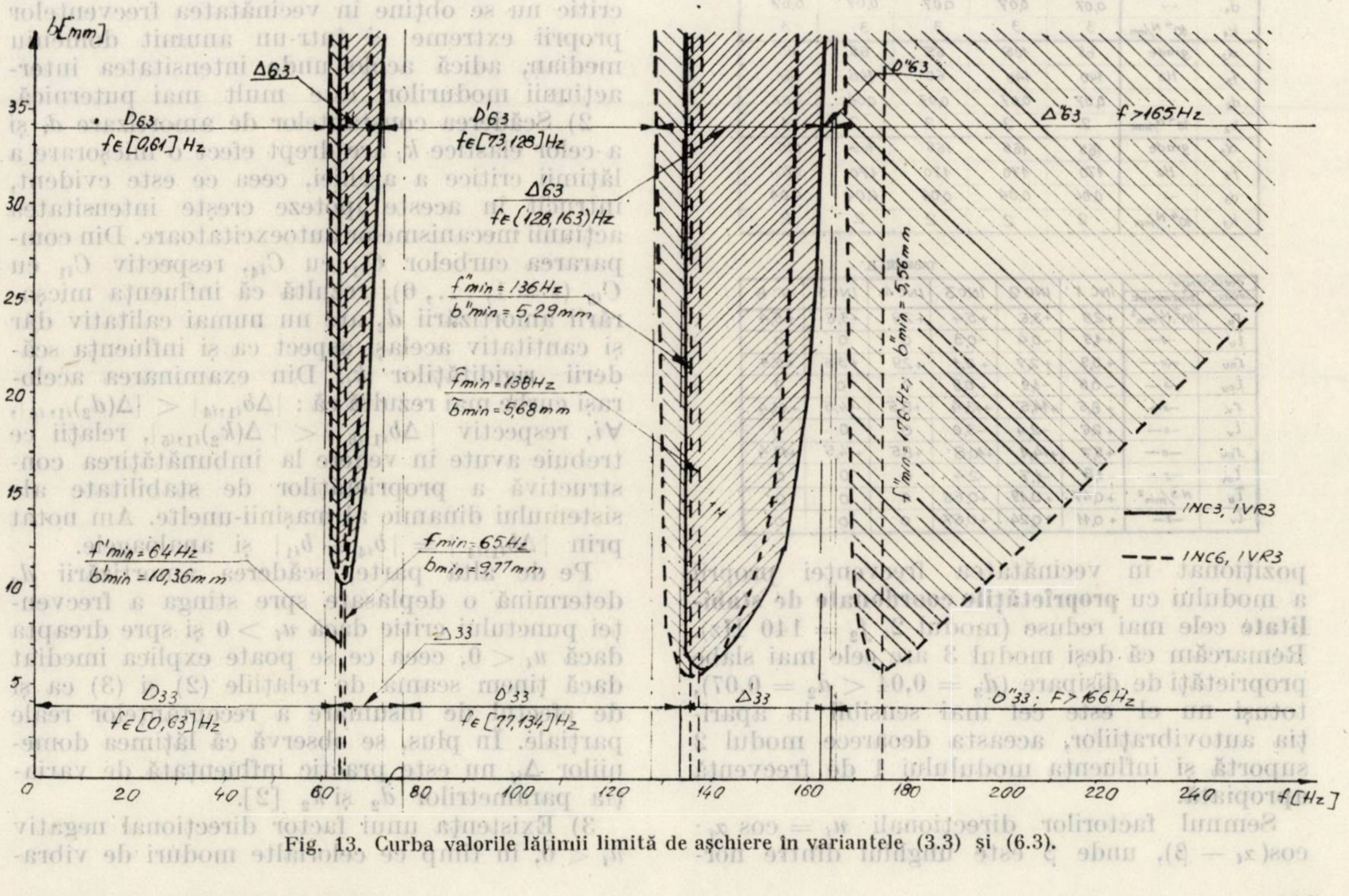


Fig. 13. Curba valorile lăţimii limită de aşchiere în variantele (3.3) şi (6.3).

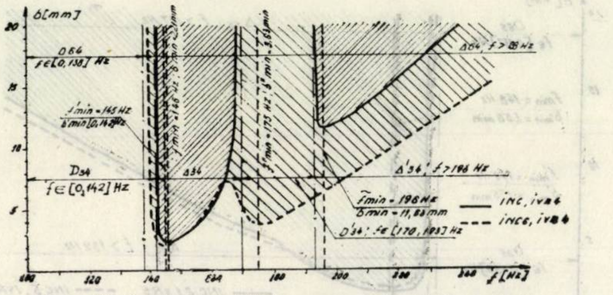


Fig. 14. Curba $b_{lim}(f)$ în variantele (3.4) şi (6.4).

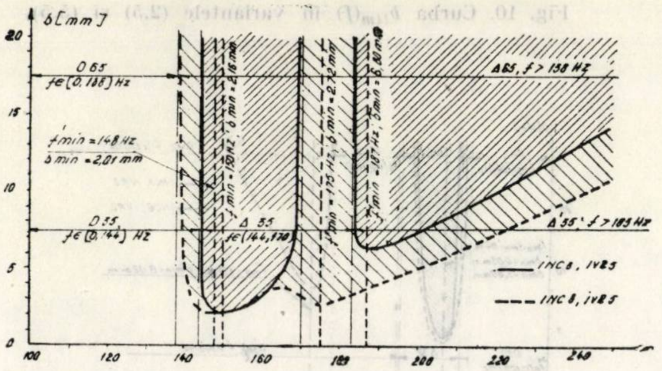


Fig. 15. Curba $b_{lim}(f)$ în variantele (3.5) şi (6.5).

TABELUL A.

PARAMETRII SIMBOL	PARAMETRII DIMENSIUNE	IVR 1	IVR 2	IVR 3	IVR 4	IVR 5
α_1	grade	36	36	36	36	36
f_1	Hz	128	128	128	128	128
d_1	—	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
k_1	10^4 N/mm	3	3	3	3	3
α_2	grade	65	105	65	65	65
f_2	Hz	140	140	60	140	140
d_2	—	0,07	0,07	0,07	0,04	0,07
k_2	10^4 N/mm	2	2	2	2	1
α_3	grade	165	165	165	165	165
f_3	Hz	170	170	170	170	170
d_3	—	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
k_3	10^4 N/mm	2	2	2	2	2

TABELUL B.

COEFICIENŢII SIMBOL	COEFICIENŢII DIMENSIUNE	INC 1	INC 2	INC 3	INC 4	INC 5	INC 6
r_u	10^2 N/mm²	+2,9	+3,6	+5,4	+2,9	+3,6	+5,4
i_u	—″—	+1,9	−0,4	−0,3	0	0	0
r_{ou}	—″—	+0,9	+2,7	+2,1	+2,9	+3,6	+5,4
i_{ou}	—″—	−0,5	−1,1	−0,9	0	0	0
r_v	—″—	+8,5	+14,5	+13,4	+8,5	+14,5	+13,4
i_v	—″—	+2,6	−2,4	−3,0	0	0	0
r_{ov}	—″—	+5,7	+14,1	+10,8	+8,5	+14,5	+13,4
$\tilde{i}_{ov}$	—″—	−1,8	−1,7	−2,4	0	0	0
$\tilde{i}_u$	N·s/mm²	+0,47	+0,19	+0,66	0	0	0
$\tilde{i}_v$	—″—	+0,11	+0,24	+0,67	0	0	0

poziţionat în vecinătatea frecvenţei proprii a modulului cu **proprîetăţile coordonate de stabilitate** cele mai reduse (modulul 2, $f_2 = 140$ Hz). Remarcăm că deşi modul 3 are cele mai slabe proprietăţi de disipare ($d_3 = 0{,}04 < d_2 = 0{,}07$), totuşi nu el este cel mai sensibil la apariţia autovibraţiilor, aceasta deoarece modul 2 suportă şi influenţa modulului 1 de frecvenţă apropiată.

Semnul factorilor direcţionali $u_i = \cos \alpha_i \cdot \cos(\alpha_i - \beta)$, unde β este unghiul dintre normala la suprafaţa de aşchiere şi direcţia presupusă constantă a forţei dinamice de aşchiere, influenţează poziţia frecvenţei punctului critic în raport cu frecvenţa modului predominant. Dacă $u_i > 0$, minimul receptanţei reale parţiale $G_i(f)$ (2) se atinge pentru o frecvenţă:

$$f_{min} = f \cdot \sqrt{1 + 2 \cdot d_i} > f_i \qquad (2)$$

Prin însumarea receptanţelor $G_i(f)$ pe baza principiului superpoziţiei, adevărat în cazul unui sistem liniar, se menţine această proprietate de decalare spre dreapta a frecvenţei punctului critic în raport cu frecvenţa proprie a modului cu proprietăţile coordonate cele mai reduse de stabilitate. De aceea la variantele (i, j) cu $i = 1, \ldots, 6$ şi $j = 1, 4, 5$, avem $f_{min} > f_2 = 140$ Hz, căci $u > 0$. Dacă $u_i < 0$, avem:

$$f_{min} = f \cdot \sqrt{1 - 2 \cdot d_i} < f_i \qquad (3)$$

ceea ce justifică în cazul variantelor (i, j) cu $i = 1, \ldots, 6$ şi $j = 2$, faptul că $f_{min} < f_2 = 140$ Hz.

La variantele (i, j) cu $i = 1, \ldots, 6$ şi $j = 3$ avem de asemenea, $f_{min} < f_2 = 140$ Hz, dar aceasta deoarece în acest caz $f_2 = 60$ Hz, adică suficient de depărtată de f_1, modul 2 încetînd a mai fi modul cu proprietăţile coordonate de stabilitate cele mai reduse, punctul critic fiind definit, în principal, ca rezultat al interacţiunii modurilor 1 şi 3.

Se observă în toate variantele că punctul critic nu se obţine în vecinătatea frecvenţelor proprii extreme ci într-un anumit domeniu median, adică acolo unde intensitatea interacţiunii modurilor este mult mai puternică.

2) Scăderea constantelor de amortizare d_i şi a celor elastice k_i are drept efect o micşorare a lăţimii critice a aşchiei, ceea ce este evident, întrucît în aceste ipoteze creşte intensitatea acţiunii mecanismelor autoexcitatoare. Din compararea curbelor C_{i1} cu C_{i4}, respectiv C_{i1} cu C_{i5} $(i = 1, \ldots, 6)$, rezultă că influenţa micşorării amortizării d_2 are nu numai calitativ dar şi cantitativ acelaşi aspect ca şi influenţa scăderii rigidităţilor k_i. Din examinarea aceloraşi curbe mai rezultă că: $|\Delta b_{i1,i4}| < |\Delta(d_2)_{i1,i4}|$, $\forall i$, respectiv $|\Delta b_{i1,i5}| < |\Delta(k_2)_{i1,i5}|$, relaţii ce trebuie avute în vedere la îmbunătăţirea constructivă a proprietăţilor de stabilitate ale sistemului dinamic al maşinii-unelte. Am notat prin $|\Delta b_{i1,i4}| = |b_{i4} - b_{i1}|$ şi analoagele.

Pe de altă parte, scăderea amortizării d_2 determină o deplasare spre stînga a frecvenţei punctului critic dacă $u_i > 0$ şi spre dreapta dacă $u_i < 0$, ceea ce se poate explica imediat dacă ţinem seama de relaţiile (2) şi (3) ca şi de efectul de însumare a receptanţelor reale parţiale. În plus, se observă că lăţimea domeniilor Δ_{ij} nu este practic influenţată de variaţia parametrilor d_2 şi k_2 [2].

3) Existenţa unui factor direcţional negativ $u_i < 0$, în timp ce celelalte moduri de vibra-

ţie le corespunde factori pozitivi, are o influenţă favorabilă asupra stabilităţii sistemului dinamic, mai pregnantă din punct de vedere al întinderii domeniilor D_{ij} (vezi variantele (3, 1), (3, 2), respectiv (6, 1), (6, 2)). Justificarea constă în anularea parţială a receptanţelor reale $G_i(f)$ $(i = 1, \ldots, n)$, ceea ce fizic corespunde unei micşorări a elasticităţii rezultante a structurii maşinii-unelte.

4) Interacţiunea modurilor naturale ale structurii maşinii-unelte este determinantă în definirea punctului critic (limitei inferioare) de stabilitate şi a domeniilor D_{ij}. Acest aspect este mai puternic reliefat din compararea variantelor $(i, 1)$ cu $(i, 3)$ unde $i = 1, \ldots, 6$. Dacă structura unei maşini-unelte prezintă mai multe frecvenţe proprii apropiate, atunci punctul critic va fi poziţionat în zona acestor frecvenţe, iar lăţimea critică a aşchiei va fi foarte mică. Prin simple măsuri de împrăştiere a acestor frecvenţe (modificarea maselor subsistemelor, variaţia rigidităţii îmbinărilor etc) se va putea obţine o creştere importantă a proprietăţilor de stabilitate dinamică a maşinii-unelte.

5) Creşterea coeficienţilor r_u, r_v, r_{ou}, r_{ov}, care sînt întotdeauna pozitivi [2, 11], determină o micşorare a lăţimii critice a aşchiei şi o extindere a domeniilor de instabilitate dinamică, ceea ce rezultă imediat din compararea variantelor $(1, j)$ cu $(3, j)$ unde $j = 1, \ldots, 5$. Influenţa componentelor forţei dinamice de aşchiere în fază cu vibraţia în trecerea prezentă şi cu ondulaţia regenerativă asupra frecvenţei de prag critic nu este esenţială.

6) Coeficienţii i_u, i_v pot fi pozitivi sau negativi [11], valorile pozitive avînd un efect stabilizator asupra sistemului dinamic al maşinii-unelte, în timp ce valorile negative micşorează lăţimea critică a aşchiei, ca rezultat al acţiunii perturbatoare a dependenţei cu defazaj negativ între forţa dinamică de aşchiere şi adîncimea aşchiei [9] (vezi variantele $(2, j)$, $(3, j)$ cu $j = 1, \ldots, 5$). Influenţa coeficienţilor i_{ou}, i_{ov} asupra valorilor pragului de stabilitate este analogă celei corespunzătoare coeficienţilor i_u, i_v, dar manifestarea ei este condiţionată de intensitatea acţiunii mecanismului de vibraţii regenerative. Frecvenţa de prag critic nu este practic influenţată de valorile coeficienţilor i_u, i_v, i_{ou}, i_{ov}.

7) Valorile negative ale coeficienţilor $\tilde{i}_u$, $\tilde{i}_v$ determină o micşorare a lăţimii critice a aşchiei, ca urmare a efectului excitator al caracteristicii descrescătoare forţă dinamică — viteză instantanee de aşchiere [2, 6, 7]. Influenţa componentei forţei dinamice de aşchiere în fază cu viteza creşte odată cu mărirea frecvenţei autovibraţiilor la pragul de stabilitate, fapt confirmat de numeroase experienţe [5, 7, 11]. Din punct de vedere al limitei inferioare de stabilitate este hotărîtoare suma $(i_k + j \cdot \tilde{i}_k)$ cu $j = \sqrt{-1}$ şi $k = u, v$, ceea ce fizic corespunde unei compensări oarecare între efectul perturbator al defazajului negativ forţă dinamică — adîncime de aşchiere şi efectul stabilizator $(\tilde{i}_k > 0)$ al caracteristicii forţă — viteză. La aşchierea cu viteze de aşchiere foarte mici şi cu unghiuri de aşezare mici, unde $\tilde{i}_k \gg 0$, nu se constată o pierdere a stabilităţii dinamice la creşterea lăţimii aşchiei, în special datorită faptului că efectul stabilizator al componentei de coeficient $\tilde{i}_k$ anulează acţiunea tuturor celorlalte efecte excitatoare.

Întreaga discuţie anterioară s-a referit numai la influenţa asupra punctului critic (limitei inferioare) de stabilitate, aceasta deoarece punctul critic prezintă practic o importanţă majoră atît pentru constructorul de maşini-unelte cît şi pentru cel ce exploatează aceste maşini, într-un sens ce a fost precizat în [1].

Toate influenţele discutate se pot exprima şi analitic, pentru un anumit material de prelucrat, pentru un anumit regim de aşchiere, pentru o anumită orientare a procesului de aşchiere şi pentru o structură dată a maşinii-unelte [2]. Generalitatea acestor expresii analitice fiind deci limitată, determinarea şi analiza lor în cadrul acestui articol nu ni s-a părut oportună.

BIBLIOGRAFIE

1. *Rusu, Şt.* : O metodă teoretică şi experimentală de investigare a proprietăţilor de stabilitate la autovibraţii ale sistemului dinamic al maşinilor-unelte. In : ,,Construcţia de maşini'', nr. 8, 1975.
2. *Rusu, Şt.* : Autovibraţiile proceselor de prelucrare mecanică. Stabilitatea dinamică liniară şi neliniară a acestor procese (teză de doctorat) I.C.B., 1974.
3. *Koenisberger, K.* (*Tlusty J.* : ,,Machine Tool Structures'' — vol. I, Pergamon Press, 1970.
4. *Tlusty, J., Polacek, M.* : The Stability of the Machine Tool against Self-Excited Vibration in Machining — ,,Prod. Eng. Res. Conf. A.S.M.E.'', Pittsburg, 1963.
5. *Kudinov, V. A.* : Dinamika stankov — Maşinostroienie, Moskva, 1967.
6. *Rusu, Şt.* : Stabilitatea sistemului neliniar al maşinilor-unelte cu luarea în considerare a întîrzierii forţei faţă de viteza de aşchiere — ,,Buletinul Ştiinţific al I.C.B.'', nr. 2, 1973.
7. *Zars, V. V.* : Rezultatî experimentalno issledovaniia cvasi-dinamiceskih silî rezaniia ot skorosti rezaniia — în ,,Voprosî dinamiki i procinosti'', nr. 12, Riga, 1966.
8. *Elyasberg, M. E.* : Absoliutnaia vibroustoicivosti metallojuşcih stankov po skorosti rezaniia — ,,Stanki i Instrument'', nr. 12, 1971.
9. *Rusu, Şt.* : The Stability of the Machine Tool Nonlinear Dynamic System at the Exciter Action of the Cutting Force Delay Dependence as against the Relative Position Cutting Tool-Workpiece — articol în curs de publicare la revista ,,Romanian Journal of Technical Sciences. Applied Mechanics'', 1974.
10. *Rusu, Şt.* şi *Cornea, T.* : Utilizarea calculatoarelor numerice pentru determinarea valorilor pragului de stabilitate dinamică a maşinilor-unelte. În: Construcţia de maşini, nr. 9, 1975.
11. *Polacek M.* şi *Slavicek J.* — ,,Messen des Dynamischen Schnittkraftkoeffizienten und Berechung der Stabilitätsgrenze'' — Praha, 1970.

CZ: 621.9.001.002

Metodă teoretică și experimentală de investigare a proprietăților de stabilitate la autovibrații ale sistemului dinamic al mașinilor-unelte

Ing. Ștefan RUSU — Institutul de construcții – București

Orice metodă de investigare a proprietăților de stabilitate la autovibrații ale sistemului dinamic al mașinilor-unelte trebuie să fie suficient de completă pentru a furniza date cît mai apropiate de realitate și în același timp să-și păstreze un grad de simplitate care să îi asigure aplicabilitatea. Într-o primă etapă de dezvoltare a studiilor de dinamică a mașinilor-unelte prima condiție a fost uneori neglijată, fapt ce a implicat fie omiterea unor efecte excitatoare de acțiune reală asupra sistemului dinamic, fie asimilarea structurii mașinii-unelte ca un sistem cu un singur, cel mult două grade de libertate. Ambele ipoteze simplificatoare conduc la erori de determinare a valorilor pragului de stabilitate, împiedicînd o caracterizare cît mai completă a proprietăților de stabilitate la autovibrații ale mașinii-unelte investigate.

Cu scopul de a evita cel puțin parțial aceste erori, în acest articol se prezintă o metodă teoretico-experimentală de determinare a valorilor pragului de stabilitate dinamică al unei mașini-unelte date [11]. Sînt luate în considerare majoritatea principiilor și efectelor excitatoare ce acționează asupra sistemului dinamic al mașinii-unelte în timpul așchierii și anume :

a) *Principiul excitator al vibrațiilor regenerative* [2, 4, 5, 6, 7, 13, 16, 18], bazat pe dependența forță dinamică de așchiere — poziție relativă sculă-piesă, principiu ce folosește efectul produs de ondulațiile suprafeței prelucrate în trecerea anterioară.

b) *Principiul excitator al legăturilor coordonate* [2, 5, 6, 16], care explică apariția autovibrațiilor numai pe baza dependenței forță dinamică de așchiere — poziție relativă sculă-piesă, fiind preponderent atunci cînd comportarea sistemului dinamic al mașinii-unelte este determinată în primul rînd de interacțiunea modurilor individuale de vibrație ale structurii.

c) *Principiul excitator al dependenței forței în raport cu viteza de așchiere* [3, 12, 14], care ține seama de caracterul perturbator al dependenței descrescătoare forță — viteză de așchiere, explicînd în special apariția autovibrațiilor primare.

d) *Efectul perturbator al defazajului între variația poziției relative sculă-piesă și variația forței de așchiere* [6, 10, 15, 17] bazat pe inerția procesului de formare a așchiilor, explicînd apariția autovibrațiilor prin aportul de energie în sistem, cauzat de variația cu întîrziere a forței dinamice de așchiere în raport cu vibrația rezultată.

Structura mașinii-unelte este concepută ca un sistem liniar cu n moduri individuale de vibrație, fapt ce corespunde structurilor reale de mașini-unelte. Este adevărat însă că nu toate modurile participă cu aceeași pondere în definirea pragului de stabilitate al sistemului dinamic, ceea ce impune introducerea noțiunii de mod individual de vibrație preponderent. Experimentările lui Tlusty și Polacek arată că numărul modurilor preponderente este de regulă mai mic decît zece [5].

1. — Calculul limitei de stabilitate la autovibrații.

Pentru a cuprinde cît mai complet efectele ce generează autovibrațiile la așchierea metalelor, funcția forței dinamice de așchiere P este definită sub forma :

$$P = -b \cdot \{[r + j \cdot (i + f \cdot \tilde{i})] \cdot Y - (r_0 + j \cdot i_0) \cdot Y_0\} \tag{1}$$

unde :

b este lățimea așchiei nedetașate (mm) ;
r — coeficientul componentei variabile a forței de așchiere în fază cu vibrația de amplitudine $Y(N/\text{mm}^2)$;
i — coeficientul componentei variabile a forței de așchiere în cuadratură de fază cu vibrația de amplitudine $Y(N/\text{mm}^2)$;
$\tilde{i}$ — coeficientul componentei variabile a forței de așchiere în fază cu viteza vibrației ; $(N. s/\text{mm}^2)$;
r_0 — coeficientul componentei variabile a forței de așchiere în fază cu ondulația regenerativă de amplitudine $Y_0(N/\text{mm}^2)$;
i_0 — coeficientul componentei variabile a forței de așchiere în cuadratură de fază cu ondulația regenerativă de amplitudine $Y_0(N/\text{mm}^2)$;
Y — amplitudinea vibrației în direcție normală la suprafața de așchiere, în trecerea de rang $k + 1$ (mm) ;
Y_0 — idem, pentru trecerea de rang k(mm) ;
f — frecvența autovibrațiilor la pragul de stabilitate (Hz) ;

$$j = \sqrt{-1}.$$

În relația (1) s-a admis simplificator că vibrația apărută la pragul de stabilitate este o vibrație armonică, fapt ce a permis introducerea unei componente după viteză a forței P, defazată înainte cu un unghi $\pi/2$ față de vibrația de amplitudine Y.

Coeficienții r, i, $\tilde{i}$, r_0, i_0 sînt determinabili experimental după o metodică datorită lui Van Brussel și Vanherck [1], Polacek și Slavicek [9]. Valorile lor sînt constante pentru un anumit material de prelucrat, regim de așchiere și geometrie a sculei așchietoare, dar vor depinde de f și de defazajul dintre vectorii Y și Y_0.

Fie $\Phi_u(f)$, $\Phi_v(f)$, $\Phi_w(f)$ receptanțele structurii mașinii-unelte, corespunzătoare direcțiilor sistemului de referință admis. În cazul unei strunjiri cilindrice pe un strung normal, (u) corespunde direcției de respingere, (v) direcției apăsării principale de așchiere, iar (w) direcției apăsării de avans. Caracterizarea proprietăților de rigiditate ale structurii mașinii-unelte prin receptanțele parțiale Φ_u, Φ_v, Φ_w vine în întîmpinarea modului în care se pot realiza experimentările, permițînd un montaj sigur și mult facilitat al excitatoarelor.

Avem atunci :

$$Y = P_u \cdot \Phi_u(f) + P_v \cdot \Phi_v(f) + P_w \cdot \Phi_w(f) \tag{2}$$

cu P_u, P_v, P_w componentele forței dinamice de așchiere P, date de :

$$P_u = -b \cdot \{[r_u + j \cdot (i_u + f \cdot i_u)] \cdot Y - (r_{ou} + j \cdot i_{ou}) \cdot Y_0\} \tag{3}$$

$$P_v = -b \cdot \{[r_v + j \cdot (i_v + f \cdot \tilde{i}_v)] \cdot Y - (r_{ov} + j \cdot i_{ov}) \cdot Y_0\} \tag{4}$$

$$P_w = -b \cdot \{[r_w + j \cdot (i_w + f \cdot \tilde{i}_w)] \cdot Y - (r_{ow} + j \cdot i_{ow}) \cdot Y_0\} \tag{5}$$

Pentru o structură liniară cu n grade de libertate, receptanțele $\Phi_u(f)$, $\Phi_v(f)$, $\Phi_w(f)$ sînt date de :

$$\Phi_u(f) = \sum_{i=1}^{n} \frac{u_{ui}}{k_i} \cdot \frac{f_i^2 (f_i^2 - f^2)}{(f_i^2 - f^2)^2 + (2\delta \cdot f)^2} + j \cdot \sum_{i=1}^{n} \frac{-2u_{ui}}{k_i} \cdot \frac{f_i^2 \cdot \delta_i \cdot f}{(f_i^2 - f^2)^2 + (2\delta_i \cdot f)^2} \tag{6}$$

și analog pentru $\Phi_v(f)$, $\Phi_w(f)$.

Am notat prin :

f_i	— frecvența proprie a modului de rang i [Hz] ;
k_i	— constanta elastică a modului natural de rang i (N/mm) ;
$\delta_i = c_i / 2m_i$	— factorul de amortizare a aceluiași mod de vibrație (s^{-1}) ;
c_i	— coeficientul de amortizare (N.s/mm) ;
m_i	— masa sistemului vibrator parțial ce participă la mișcarea modului natural i (kg) ;
u_{ui}, u_{vi}, u_{wi}	— factorii direcționali [16] pentru modul propriu de rang i, corespunzători unei forțe perturbatoare acționînd în direcția (u), (v), respectiv (w).

Pentru o mașină-unealtă dată și pentru un proces de prelucrare prin așchiere dat, factorii direcționali sînt determinabili experimental [5, 11].

Prin eliminarea lui P_u, P_v, P_w între relațiile (2), (3), (4), și (5) avem :

$$Y \cdot \left(\frac{1}{b} + \sum_{s=u,v,w} C_s \cdot \Phi_s \right) = Y_0 \cdot \left(\sum_{s=u,v,w} D_s \cdot \Phi_s \right) \tag{7}$$

unde :

$$C_s = r_s + j \cdot (i_s + f \cdot \tilde{i}_s) ;$$

$$D_s = r_{os} + j \cdot i_{os} \quad (s = u, v, w) \tag{8}$$

Impunînd condiția de limită de stabilitate :

$$|Y/Y_0| = 1, \tag{9}$$

ceea ce corespunde stabilității de amplitudine finită în sens Liapunov, iar practic, cerinței ca amplitudinea autovibrațiilor să nu crească la așchierea în treceri succesive a aceleiași suprafețe, rezultă

$$\left| \frac{1}{b} + \sum_{s=u,v,w} C_s \cdot \Phi_s \right| = \left| \sum_{s=u,v,w} D_s \cdot \Phi_s \right| \tag{10}$$

care, după înlocuirea expresiilor C_s, D_s, Φ_s, conduce la relația de prag de stabilitate :

$$\left| \frac{1}{b} + \sum_{i=1}^{n} \Phi_i(f) \cdot \{u_{ui} \cdot r_u + u_{vi} \cdot r_v + u_{wi} \cdot r_w + j \cdot [u_{ui} \cdot i_u + u_{vi} \cdot i_v + u_{wi} \cdot i_w + f \cdot (u_{ui} \cdot \tilde{i}_u + u_{vi} \cdot \tilde{i}_v + u_{wi} \cdot \tilde{i}_w)]\} \right| = \left| \sum_{i=1}^{n} \Phi_i(f) \cdot [u_{ui} \cdot r_{ou} + u_{vi} \cdot r_{ov} + u_{wi} \cdot r_{ow} + j \cdot (u_{ui} \cdot i_{ou} + u_{vi} \cdot i_{ov} + u_{wi} \cdot i_{ow})] \right| \tag{11}$$

Introducem următoarele notații :

$$R_i = \sum_{s=u,v,w} u_{si} \cdot r_s \; ; \; \tilde{R}_i = \sum_{s=u,v,w} u_{si} \cdot r_{os}$$

$$I_i = \sum_{s=u,v,w} u_{si} \cdot i_s \; ; \; \tilde{I}_i = \sum_{s=u,v,w} u_{si} \cdot i_{os} \tag{12}$$

$$J_i = f \cdot \sum_{s=u,v,w} u_{si} \cdot \tilde{i}_s$$

$$\Phi_i(f) = G_i(f) + j \cdot H_i(f) = \frac{1}{k_i} \cdot \frac{f_i^2 (f_i^2 - f^2)}{(f_i^2 - f^2)^2 + (2\delta_i f)^2} + j \cdot \frac{1}{k_i} \cdot \frac{-2\delta_i \cdot f_i^2 \cdot f}{(f_i^2 - f^2)^2 + (2\delta_i \cdot f)^2} \tag{13}$$

$$B = \| G_1, G_2, \ldots, G_n, H_1, H_2, \ldots, H_n \| \tag{14}$$

$$M = \left\| \begin{array}{c:c} M_1 & -M_2' \\ \hdashline -M_2 & M_3 \end{array} \right\| \quad (15) \qquad P = \left\| \begin{array}{c:c} M_3 & M_2 \\ \hdashline M_2' & M_1 \end{array} \right\| \quad (16)$$

cu:

$$M_1 = \| R_i \cdot R_j \|_{\substack{i=1,\dots,n \\ j=1,\dots,n}} \quad (17)$$

$$M_2 = \| R_j \cdot (I_i + J_i) \|_{\substack{i=1,\dots,n \\ j=1,\dots,n}} \; ; \quad (18)$$

$$M_3 = \| (I_i + J_i) \cdot (I_j + J_j) \|_{\substack{i=1,\dots,n \\ j=1,\dots,n}} \quad (19)$$

iar M'_2 este transpusa matricei M_2.

Apoi:

$$N = \left\| \begin{array}{c:c} N_1 & -N'_2 \\ \hdashline -N_2 & N_3 \end{array} \right\| \; (20); \quad Q = \left\| \begin{array}{c:c} N_3 & N_2 \\ \hdashline N'_2 & N_1 \end{array} \right\| \quad (21)$$

cu:

$$N_1 = \| \tilde{R}_i \cdot \tilde{R}_j \|_{\substack{i=1,\dots,n \\ j=1,\dots,n}} \quad (22) \; ;$$

$$N_2 = \| \tilde{R}_j \cdot \tilde{I}_i \|_{\substack{i=1,\dots,n \\ j=1,\dots,n}} \quad (23)$$

$N_3 = \| \tilde{I}_i \cdot \tilde{J}_j \|_{\substack{i=1,\dots,n \\ j=1,\dots,n}}$ (24) şi N'_2 transpusa matricei N_2.

Fie, în plus:

$$C = \| R_1, \dots, R_n, (I_1 + J_1), \dots, (I_n + J_n) \| \quad (25)$$

Matricele M, N, P, Q sînt **matrice caracteristice ale procesului de aşchiere**, incluzînd influenţa materialului de prelucrat, a regimului de aşchiere şi a orientării procesului de prelucrare mecanică.

Cu notaţiile de mai sus, ecuaţia pragului de stabilitate (11) se scrie sub forma:

$$b^{-2} + 2 \cdot b^{-1} \cdot B.C' + B.M.B' + B.P.B' =$$

$$= B.N.B' + B.Q.B' \quad (26)$$

Scopul transformării (11) → (26) a fost acela de a ajunge la o formă a ecuaţiei de prag comod programabilă spre rezolvare pe un calculator numeric.

Ecuaţia (26) conţine următoarele mărimi:

— componentele reale $G_i(f)$ şi imaginare $H_i(f)$ ale receptanţelor parţiale $\Phi_i(f)$ care pentru o maşină-unealtă dată sînt determinabile experimental [5, 8, 11];

— factorii direcţionali u_{si} ($s = u, v, w$) care pentru o anumită orientare a procesului de aşchiere sînt cunoscuţi [2, 11];

— coeficienţii forţei dinamice de aşchiere r, i, $\tilde{i}$, r_0 i_0 determinabili experimental pentru un material de prelucrat dat şi un regim de aşchiere ales;

— frecvenţa de autoexcitaţie f, variabilă independentă şi lăţimea aşchiei b, necunoscută a ecuaţiei (26).

Se observă că dacă $r_u = r_v = r_w = r_{ou} = r_{ov} = r_{ow} = r$, iar $i_u = i_v = i_w = i_{ou} = i_{ov} = i_{ow} = \tilde{i}_u = \tilde{i}_v = \tilde{i}_w = 0$, ceea ce implică $I_i = \tilde{I}_i = J_i = 0$ şi $R_i = \tilde{R}_i (i = 1, \dots, n)$, atunci $M = N$, $P = Q$, iar ecuaţia (26) devine:

$$b^{-2} + 2 \cdot b^{-1} \cdot B.C' = 0 \quad (27)$$

care admite soluţia banală $b^{-1} = 0$ şi soluţia:

$$b^{-1} = -2.B.C' = -2 \cdot \left(\sum_{i=1}^{n} G_i \cdot R_i \right) \quad (28)$$

Relaţia (28) defineşte lăţimea aşchiei la pragul de stabilitate, în cadrul unor studii anterioare [2, 5, 16], care apar astfel drept cazuri particulare ale metodei aici prezentate.

2. — Determinarea valorilor pragului de stabilitate

Determinarea valorilor pragului de stabilitate conform ecuaţiei de limită (26) presupune parcurgerea următoarelor etape:

1) Prin excitarea structurii maşinii-unelte după direcţiile axelor (u), (v), (w), urmată de măsurarea vibraţiei rezultate după aceleaşi direcţii, se determină experimental receptanţele directe Φ_{uu}, Φ_{vv}, Φ_{ww} şi defazajul ρ_{uu}, ρ_{vv}, ρ_{ww} dintre forţă şi vibraţie. Rezultă astfel părţile reale G_{uu}, G_{vv}, G_{ww} ale receptanţelor directe Φ_{uu}, Φ_{vv}, Φ_{ww}.

2) Se descompun curbele G_{uu}, G_{vv}, G_{ww} în receptanţe directe parţiale corespunzătoare modurilor proprii ale structurii, utilizînd de pildă metoda descompunerilor succesive [5]. În figura 1 este dată partea reală a receptanţei directe corespunzătoare direcţiei (u), măsurată pe un strung carusel [11], precum şi descompunerea acesteia în receptanţe parţiale. Ştiind că:

$$G_{uu,i} = \frac{1}{k_{ui}} \cdot \frac{f_i^2 \, (f_i^2 - f^2)}{(f_i^2 - f^2)^2 + (2\delta_i \cdot f)^2} \quad (29)$$

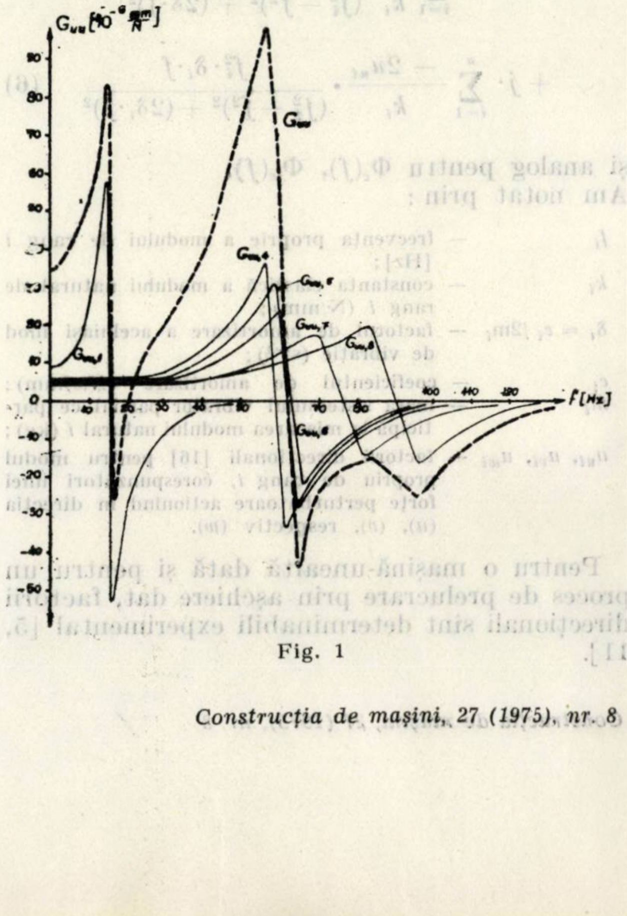


Fig. 1

din interpretarea curbelor $G_{uu,i}$ rezultă parametrii dinamici ai modului propriu respectiv: f_i, δ_i, k_{ui}. Analog, din curbele $G_{vv,i}$ şi $G_{ww,i}$, se obţin constantele elastice aparente k_{vi} şi k_{wi}. Din relaţia:

$$k_i^{-1} = k_{ui}^{-1} + k_{vi}^{-1} + k_{wi}^{-1} \tag{30}$$

rezultă în final constantele elastice k_i, corespunzătoare modurilor proprii de vibraţie ale structurii. Cu aceste date se pot calcula componentele $G_i(f)$ şi $H_i(f)$, conform relaţiei (13).

3) Ţinînd seama de relaţiile:

$$(31)\quad \cos \xi_{ui} = \sqrt{k_i/k_{ui}}\,;\quad \cos \xi_{vi} = \sqrt{k_i/k_{vi}}\,;$$

$$\cos \xi_{wi} = \sqrt{k_i/k_{wi}}$$

unde:

$$\xi_{ui} = \sphericalangle(X_i, u)\,;\ \xi_{vi} = \sphericalangle(X_i, v)\,;\ \xi_{wi} = \sphericalangle(X_i, w) \tag{32}$$

se pot determina direcţiile proprii (X_i) ale structurii maşinii-unelte şi apoi, ţinînd seama de orientarea procesului de aşchiere, rezultă factorii direcţionali u_{ui}, u_{vi}, u_{wi} [5, 11].

4) Pentru un material de prelucrare dat şi pentru un regim de aşchiere ales se determină experimental, după metodica lui Van Brussel şi Vanherck [1], Polacek şi Slavicek [9], coeficienţii r, i, $\tilde{i}$, r_0 şi i_0 din (1), ca valori medii ale mai multor măsurători în care defazajul vectorilor Y şi Y_0 ia succesiv valorile 0, $\pi/2$, π, $3\pi/2$.

5) Cu ajutorul unui calculator numeric se rezolvă ecuaţia de prag (26) în care variabila independentă f ia succesiv valorile 0, .., 300 Hz, uzuale pentru structuri de maşini-unelte. În [11] este dat programul de rezolvare pe calculator IRIS 50 a ecuaţiei de prag pentru cazul unei strunjiri frontale pe nu strung normal, avînd trei moduri naturale de vibraţie preponderente. Rezultatele se transpun grafic în curbe de stabilitate $b(f)$, aşa cum este arătat de exemplu în figura 2 [11].

3. Aplicabilitatea metodei.

Curbele de stabilitate $b(f)$ asigură finalitatea investigaţiei, ele servind la:

a) Localizarea subsistemelor elastice cu cele mai reduse proprietăţi de stabilitate, subsisteme care afectează comportarea dinamică a maşinii-unelte în ansamblul său. Pentru cazul din figura 2, se constată că valoarea minimă a lăţimii aşchiei la pragul de stabilitate se obţine pentru $f = 148$ Hz. Subsistemul elastic cu cele mai reduse proprietăţi de stabilitate va fi acela care are frecvenţa proprie cea mai apropiată faţă de frecvenţa punctului de minim al curbei $b(f)$.

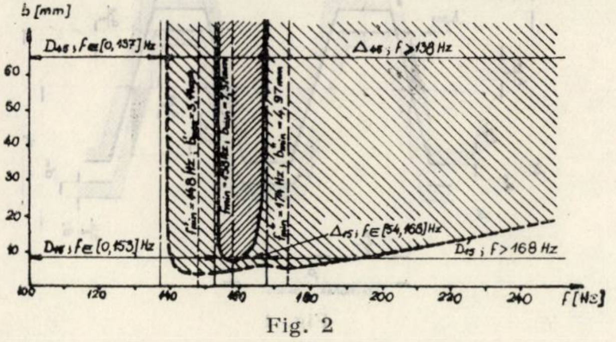


Fig. 2

b) Ameliorarea proprietăţilor dinamice ale unei maşini-unelte. O dată identificat subsistemul elastic cu cele mai reduse proprietăţi de stabilitate prin aplicarea unor măsuri de rutină inginerească (creşterea rigidităţii modului propriu, creşterea locală a amortizării) se asigură obţinerea unor valori supèrioare ale lăţimii aşchiei la pragul de stabilitate. În figura 3 este indicată curba de stabilitate $b(f)$ obţinută în aceleaşi condiţii ca şi curba din figura 2, dar după dublarea rigidităţii subsistemului elastic cu cele mai reduse proprietăţi de stabilitate.

c) Alegerea regimurilor de lucru care asigură productivitatea maximă a prelucrării în condiţiile unei aşchieri stabile. Pentru cazul din figura 3, valoarea maximă a lăţimii aşchiei, în condiţii de stabilitate a sistemului dinamic al maşinii-unelte, este de 5,05 mm, indiferent de frecvenţa autovibraţiilor la prag.

Metoda este aplicabilă asupra prototipurilor unei maşini-unelte nou concepute, cu scopul verificării şi ameliorării proprietăţilor sale de stabilitate [11]. De asemenea, metoda este aplicabilă şi asupra unei maşini-unelte aflate în exploatare, atît cu scopul îmbunătăţirii caracteristicilor sale de stabilitate, cît şi cu acela de a urmări evoluţia în timp a acestor caracteristici în funcţie de numărul de ore de funcţionare, de uzura diferitelor îmbinări etc.

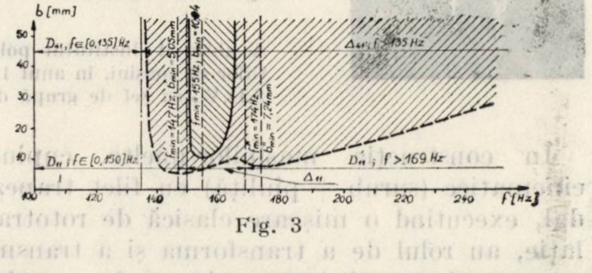


Fig. 3

În plus, metoda prezintă interes şi din punct de vedere al celui care exploatează maşina-unealtă, permiţînd definirea regimurilor de aşchiere de maximă productivitate, la care prelucrarea rămîne încă stabilă.

Dezavantajul volumului mare de calcule necesitat de metodă este parţial eliminat prin utilizarea unui calculator numeric. O dată elaborat programul de rezolvare pe calculator a ecuaţiei (26), acesta poate fi aplicat pentru orice maşină-unealtă şi pentru orice situaţie de prelucrare, urmînd a fi modificate numai datele iniţiale, deduse prin experimentări prealabile corespunzătoare cazului investigat.

Aplicarea pe scară industrială a metodei presupune crearea unor echipe specializate, dotate cu aparatură necesară, pentru ca astfel să fie posibilă limitarea imobilizării maşinii-unelte ca şi furnizarea rapidă a unor rezultate minuţioase, sub o formă imediat utilizabilă.

BIBLIOGRAFIE

1. *van Brussel, H.* şi *P. Vanherck* : A New Method for the Determination of the Dynamic Cutting Coefficient, Adv. in M. T. D. R., vol. A, Pergamon Press, 1970.
2. *Danek, O., Polacek, M., Spacek, L.* şi *Tlusty, J.* : Selbsterregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen, Verlag Technik, Berlin, 1962.
3. *Elyasberg, M. E.* : Absoliutnaia vibroustoicivosti metallorejuşcih stankov po skorosti rezaniia. In : ,,Stanki i instrument'', nr. 12, 1971.
4. *Knight, W. A.* : The Universal Machinability Index and the Prediction of Machine Tool Stability. In : ,,Int. Journal of Mach. Tool Des. Res.'', vol. 7, 1967.
5. *Koenisberger F.* şi *Tlusty, J.* : Machine Tool Structures, vol. I, Pergamon Press, 1970.
6. *Kudinov, V. A.* : Dinamika stankov Maşinostroienie, Moskva, 1967.
7. *Merril H. E.* : Theory of Self-Excited Machine Tool Chater. Contribution to Machine Tool Chatter Research. In : ,,Trans. of the A.S.M.E.'', nr. 4, 1965.
8. *Mirski, Fr.* : Étude de la dynamique des machines-outils. In : ,,Machine-outil française'', nr. 295, 1973.
9. *Polacek, M.* şi *Slavicek, J.* : Messen des Dynamischen Schnittkraftkoeffizienten und Berechung der Stabilitätsgrenze, Praha, 1970.
10. *Rusu, St.* : Criterii de stabilitate a maşinilor unelte în procesul de aşchiere (referat, I.C.B.), 1973.
11. *Rusu, St.* Autovibraţiile proceselor de prelucrare mecanică. Stabilitatea dinamică liniară şi neliniară a acestor procese (teză de doctorat, I.C.B.), 1974.
12. *Sweeney G.* şi *Tobias S. A.* : Survey of Chatter Research. In : ,,Int. Journal of Mach. Tool Des. Res.'', vol. 9/3, 1969.
13. *Tobias, S. A.* : Machine Tool Vibration Blackie & Son, London, 1965.
14. *Tobias, S. A.* şi *Fishwick, W.* : The Chatter of Lathe Tools under Orthogonal Cutting Conditions. In : ,,Trans. of the ASME'', vol. 80, nr. 5, 1958.
15. *Tobias, S. A.* şi *Smith, J. D.* : The Dynamic Cutting of Metals. In : ,,Int. Journal of Mach. Tool Des. Res.'', vol. 1, nr. 4, 1961.
16. *Tlusty, J.* şi *Polacek, M.* : The Stability of the Machine Tool against Self-Excited Vibration in Machining. In : ,,Prod. Eng. Res. Conf. ASME'', Pittsburg, 1963.
17. *Zars, V. V.* : Vliianiie otstavaniia na vozbujdaiuşciuiu sposobnosti silî razaniia. In : ,,Voprosî dinamiki i procinosti'', nr. 14, Riga, 1967.
18. *Zars, V. V.* : Ustoicivosti stankov pri sovmestnom deistvii regheneraţii sleda i padaiuşciei haracteristiki silî po skorosti rezaniia. In : ,,Voprosî dinamiki i procinosti'', vol. 21, Riga, 1971.

CZ : 621.9 : 621.882.082

Precizări cu privire la tolerarea, executarea şi controlul filetelor trapezoidale de precizie pentru maşini-unelte

Ing. Carol **ELEKES** — Intreprinderea de strunguri — Arad

A absolvit Institutul politehnic din Cluj-Napoca, facultatea de tehnologie a construcţiilor de maşini, în anul 1958. În prezent lucrează în cadrul atelierului de proiectări S.D.V., ca şef de grupă de proiectări de scule la Intreprinderea de strunguri — Arad.

În construcţia maşinilor-unelte, cuplurile cinematice (şurub + piuliţă) cu filet trapezoidal, executînd o mişcare clasică de rototranslaţie, au rolul de a transforma şi a transmite mişcarea de rotaţie într-o mişcare de translaţie şi invers, cu o anumită precizie de funcţionare cerută. Precizia de transformare a mişcărilor depinde de precizia geometrică a filetului trapezoidal.

1. — Cotarea şi tolerarea ansamblurilor filetate

În scopul uşurării calculelor şi a îmbunătăţirii parametrilor geometrici ai filetului trapezoidal de mişcare, se recomandă utilizarea sistemului unitar de cotare şi de tolerare a ansamblurilor filetate, conform figurii 1.

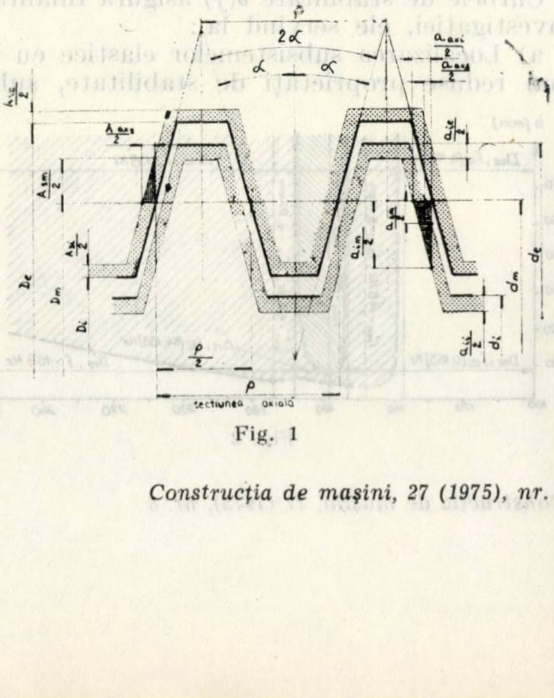


Fig. 1

Notațiile folosite :

— Pentru șurub ;

d_e — diametrul exterior nominal (și maxim), [mm]
d_m — diametrul mediu nominal, [mm]
d_i — diametrul interior nominal (și maxim), [mm]
a_{ie} — abaterea inferioară a diametrului exterior, [mm]
a_{sm} — abaterea superioară a diametrului mediu, [mm]
a_{im} — abaterea inferioară a diametrului mediu, [mm]
a_{ii} — abaterea inferioară a diametrului inferior, [mm]
a_{axa} — abaterea axială superioară pentru $\frac{p}{2}$, [mm]
a_{axi} — abaterea axială inferioară pentru $\frac{p}{2}$, [mm]

— Pentru piuliță ;

D_e — diametrul exterior nominal (și minim), [mm]
D_m — diametrul mediu nominal, [mm]
D_i — diametrul interior nominal (și minim), [mm]
A_{se} — abaterea superioară a diametrului exterior, [mm]
A_{sm} — abaterea superioară a diametrului mediu, [mm]
A_{si} — abaterea superioară a diametrului interior, [mm]
A_{axs} — abaterea axială superioară pentru $\frac{p}{2}$, [mm]

— Pentru elemente comune

p — pasul filetului (în secțiune axială) [mm]
$2\alpha(\alpha)$ unghiul (semiunghiul) profilului filetului (în secțiune axială). [°]

Avînd în vedere că transformarea mișcărilor au loc pe flancurile filetului, caracterizate de diametrele medii, principiile care stau la baza acestui sistem de cotare și tolerare sînt următoarele :

— diametrele medii nominale ale șurubului și ale piuliței sînt egale, adică $d_m = D_m$,

— jocul radial (respectiv axial) între șurub și piuliță se asigură numai din tolerarea diametrelor medii (nu din tolerarea grosimii plinului sau a golului filetului),

— grosimea nominală a plinului sau a golului filetului (pentru șurub și piuliță) trebuie să fie egală cu jumătatea pasului $\left(\frac{p}{2}\right)$, măsurată pe diametrul mediu nominal,

— elementele principale ale filetului trapezoidal p (pasul) și 2α (unghiul profilului) sînt considerate în secțiune axială.

Valorile limite ale jocurilor radiale în sistemul cinematic șurub-piuliță considerate pe diametru se determină cu următoarele relații :

— valoarea maximă ; $I_{rmax}=A_{sm}+|a_{im}|$ [mm] (1)

— valoarea minimă ; $I_{rmin} = |a_{sm}|$. [mm] (2)

Cunoscînd raporturile de transformare a abaterilor, valorile limite ale jocurilor axiale se determină cu următoarele relații :

— valoarea maximă ; $I_{ax,max} =$

$$= (A_{sm} + |a_{im}|)\,\mathrm{tg}\alpha \text{ [mm]} \qquad (3)$$

— valoarea minimă ; $I_{ax,min}=|a_{sm}|\cdot\mathrm{tg}\alpha$ [mm] (4)

Dimensiunile nominale ale filetelor trapezoidale sînt date în standardele de stat [11]. La filetele trapezoidale în sistemul metric, unghiul profilului este $2\alpha = 30°$, iar la cele în țol unghiul profilului este $2\alpha = 29°$.

Față de sistemul vechi de tolerare [9], în scopul îmbunătățirii parametrilor de precizie a mașinilor-unelte se recomandă utilizarea noului sistem de tolerare a ansamblurilor filetate [10], conform tabelei 1.

În construcția strungurilor de pildă, treptele de precizie m și M se utilizează pentru ansamblurile șurub + piuliță de la cărucior, iar treptele de precizie normală n și N se folosesc pentru restul ansamblurilor filetate.

Toleranța pasului șurubului (ambele trepte de precizie) are următoarea valoare :

— pentru pasul cumulat pe o lungime de 300 mm, $T = 0{,}030$ [mm]

— pentru pasul individual $\pm T_1 = \dfrac{T\cdot p}{300}$ [mm]

În unele lucrări vechi se indică grosimea plinului $[S_p]^{-a'_{sm}}_{-a'_{sm}}$ pe diametrul mediu fictiv d'_m (fig. 2).

În scopul obținerii diametrului, mediu în noul sistem de cotare se aplică relația :

$$d_m = \left[d'_m - \frac{p-2\cdot s_p}{2\cdot\mathrm{tg}\alpha}\right]^{-a_{sm}}_{-a_{im}}, \text{ [mm]} \qquad (5)$$

unde:

$$a_{sm} = \frac{a'_{sm}}{\mathrm{tg}\alpha} \text{ și } a_{im} = \frac{a'_{im}}{\mathrm{tg}\alpha} \text{ [mm]} \qquad (6)$$

În cazul particular în care profilul filetului din figura 2, este indicat în secțiunea normală, grosimea plinului fiind $[s_{pn}]^{-a'_{sn}}_{-a'_{in}}$, diametrul mediu în noul sistem de cotare se obține

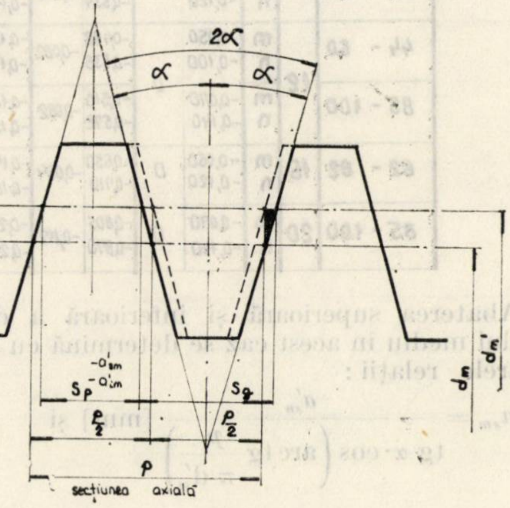


Fig. 2

înlocuind în relația (5) valoarea grosimii plinului (în secțiune axială), adică :

$$S_p = \frac{S_{pn}}{\cos\left(\mathrm{arctg}\dfrac{p}{\pi d'_m}\right)} \text{ [mm]} \qquad (7)$$

Tabelul 1.

Diametrul exterior nominal al surubului	p= pasul	ABATERILE ȘURUBULUI în mm									ABATERILE PIULIȚEI în mm									Toleranța semi-unghiului profilului ± min
		Trepte de precizie	d_e		d_m				d_i		Trepte de precizie	D_e		D_m				D_i		
			Abat. radială		Abat. radială		Abat. axială		Abat. radială			Abat. radială		Abat. radială		Abat. axială		Abat. radială		
			$-a_{ie}$ inf.	sup.	$-a_{im}$ inf.	$-a_{sm}$ sup.	$-a_{axi}$ inf.	$-a_{axs}$ sup.	$-a_{ii}$ inf.	sup.		inf.	$+A_{se}$ sup.	inf.	$+A_{sm}$ sup.	inf.	$+A_{axs}$ sup.	inf.	$+A_{si}$ sup.	
10 - 16	2	m	-0,030	0	-0,142	-0,030	-0,038	-0,008	-0,200	0	M	0	+0,120	0	+0,112	0	+0,030	0	+0,040	15'
		n	-0,060		-0,150		-0,040		-0,200		N		+0,120		+0,120		+0,032			20'
18 - 28		m	-0,030		-0,154	-0,030	-0,041	-0,008	-0,240	0	M	0	+0,142	0	+0,123	0	+0,033	0	+0,040	15'
		n	-0,060		-0,173		-0,046		-0,240		N		+0,142		+0,142		+0,038			20'
10 - 14	3	m	-0,035	0	-0,150	-0,037	-0,040	-0,010	-0,240	0	M	0	+0,139	0	+0,131	0	+0,035	0	+0,060	15'
		n	-0,060		-0,177		-0,047		-0,240		N		+0,139		+0,139		+0,037			20'
30 - 44		m	-0,050		-0,177	-0,037	-0,047	-0,010	-0,240	0	M	0	+0,184	0	+0,157	0	+0,042	0	+0,060	15'
		n	-0,100		-0,222		-0,059		-0,240		N		+0,184		+0,184		+0,049			20'
46 - 60		m	-0,050		-0,196	-0,037	-0,052	-0,010	-0,280	0	M	0	+0,210	0	+0,176	0	+0,047	0	+0,060	15'
		n	-0,100		-0,247		-0,066		-0,280		N		+0,210		+0,210		+0,056			20'
16 - 20	4	m	-0,035	0	-0,210	-0,045	-0,056	-0,012	-0,240	0	M	0	+0,187	0	+0,165	0	+0,044	0	+0,080	15'
		n	-0,070		-0,233		-0,062		-0,240		N		+0,187		+0,187		+0,050			20'
62 - 82		m	-0,060		-0,255	-0,045	-0,068	-0,012	-0,280	0	M	0	+0,258	0	+0,210	0	+0,056	0	+0,080	15'
		n	-0,120		-0,304		-0,081		-0,280		N		+0,258		+0,258		+0,069			20'
22 - 28	5	m	-0,040	0	-0,258	-0,053	-0,069	-0,014	-0,280	0	M	0	+0,236	0	+0,206	0	+0,055	0	+0,100	15'
		n	-0,080		-0,288		-0,077		-0,280		N		+0,236		+0,236		+0,063			18'
85 - 100		m	-0,070		-0,311	-0,053	-0,083	-0,014	-0,340	0	M	0	+0,315	0	+0,258	0	+0,069	0	+0,100	15'
		n	-0,140		-0,368		-0,098		-0,340		N		+0,315		+0,315		+0,084			18'
30 - 42	6	m	-0,050	0	-0,286	-0,056	-0,076	-0,015	-0,340	0	M	0	+0,251	0	+0,232	0	+0,062	0	+0,120	14'
		n	-0,100		-0,311		-0,083		-0,340		N		+0,251		+0,251		+0,067			17'
22 - 28	8	m	-0,040	0	-0,380	-0,067	-0,101	-0,018	-0,280	0	M	0	+0,352	0	+0,310	0	+0,083	0	+0,150	13'
		n	-0,080		-0,420		-0,112		-0,280		N		+0,352		+0,352		+0,094			17'
44 - 60		m	-0,050		-0,405	-0,067	-0,108	-0,018	-0,340	0	M	0	+0,390	0	+0,336	0	+0,090	0	+0,150	13'
		n	-0,100		-0,460		-0,122		-0,340		N		+0,390		+0,390		+0,104			17'
30 - 42	10	m	-0,050	0	-0,470	-0,075	-0,125	-0,020	-0,340	0	M	0	+0,430	0	+0,393	0	+0,105	0	+0,200	12'
		n	-0,100		-0,507		-0,135		-0,340		N		+0,430		+0,430		+0,115			15'
62 - 82		m	-0,060		-0,488	-0,075	-0,130	-0,020	-0,400	0	M	0	+0,456	0	+0,412	0	+0,110	0	+0,200	12'
		n	-0,120		-0,534		-0,142		-0,400		N		+0,456		+0,456		+0,122			15'
44 - 60	12	m	-0,050	0	-0,492	-0,082	-0,131	-0,022	-0,340	0	M	0	+0,452	0	+0,409	0	+0,109	0	+0,250	10'
		n	-0,100		-0,538		-0,143		-0,340		N		+0,452		+0,452		+0,121			15'
85 - 100		m	-0,070		-0,510	-0,082	-0,136	-0,022	-0,460	0	M	0	+0,492	0	+0,426	0	+0,114	0	+0,250	10'
		n	-0,140		-0,572		-0,153		-0,460		N		+0,492		+0,492		+0,131			15'
62 - 82	16	m	-0,060	0	-0,650	-0,094	-0,173	-0,025	-0,400	0	M	0	+0,610	0	+0,552	0	+0,147	0	+0,300	8'
		n	-0,120		-0,710		-0,189		-0,400		N		+0,610		+0,610		+0,163			13'
85 - 100	20	m	-0,070	0	-0,805	-0,112	-0,215	-0,030	-0,460	0	M	0	+0,768	0	+0,692	0	+0,185	0	+0,350	7'
		n	-0,140		-0,870		-0,240		-0,460		N		+0,768		+0,768		+0,203			10'

Abaterea superioară și inferioară a diametrului mediu în acest caz se determină cu următoarele relații:

$$a_{sm} = \frac{a'_{sn}}{\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos\left(\operatorname{arc\,tg} \dfrac{p}{\pi\, d'_m}\right)} \ [\mathrm{mm}] \text{ și}$$

$$a_{im} = \frac{a_{im}}{\operatorname{tg}\alpha \cdot \cos\left(\operatorname{arc\,tg} \dfrac{p}{\pi \cdot d'_m}\right)} \ [\mathrm{mm}] \qquad (8)$$

2. — Precizări privind executarea filetelor trapezoidale

În această lucrare se prezintă unele aspecte ale prelucrării moderne a șuruburilor cu filet trapezoidal.

O asemenea prelucrare este filetarea prin vîrtej, a cărei principiu de lucru este prezentat în figurile 3 și 4.

Schema din figura 3 reprezintă capul de vîrtej al dispozitivului sistem BURSMÜLLER [12], adaptabil pe un strung normal, iar schema din figura 4 capul de vîrtej a mașinii speciale de filetat sistem WALDRICH COBURG [13]. În sistemul de filetare prin vîrtej cuțitele lucrează în secțiune normală pe filet; astfel capul de vîrtej este înclinat cu unghiul,

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_m}, \ [^\circ]$$

în raport cu un plan perpendicular pe axa șurubului.

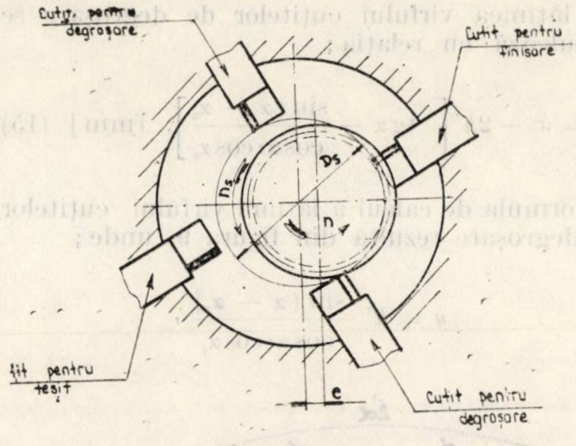

Cuțit pentru degroșare
Cuțit pentru finisare
Ds
ns
n
Cuțit pentru teșit
e
Cuțit pentru degroșare

Fig. 3

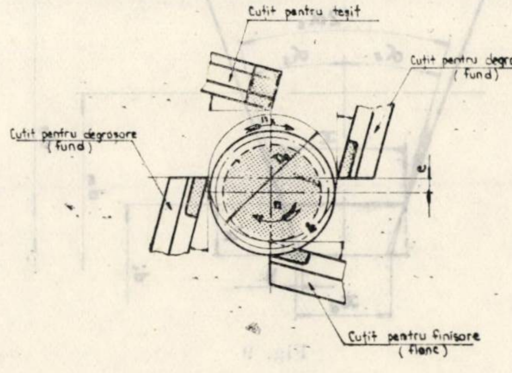

Cuțit pentru teșit
Cuțit pentru degroșare (fund)
Cuțit pentru degroșare (fund)
e
Cuțit pentru finisare (flanc)

Fig. 4

Lucrînd cu schema de așchiere conform figurii 5 se obține o calitate superioară a suprafețelor prelucrate, iar în capul de vîrtej (fig. 3 și fig. 4) se dispun simultan două cuțite de degroșare (de fund), un cuțit de finisare (flanc) și un cuțit de teșire. Cuțitul de finisare trebuie să lucreze numai pe flancuri; în acest scop se asigură o adîncime suplimentară a cuțitelor de degroșare:

$h' = 0{,}050 \ldots 0{,}100$ [mm] pentru $p \leqslant 6$ mm

$h' = 0{,}100 \ldots 0{,}150$ [mm] pentru $p > 6$ mm

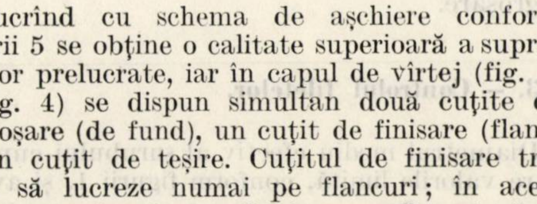

h'
Contur pentru finisare
Contur pentru degroșare
Contur pentru teșire

Fig. 5

Elementele tehnologice necesare filetării prin vîrtej (diametrul cercului de zbor D_s, turația capului vîrtej n_s, turația piesei n etc.) se determină în funcție de parametrii șurubului, cu ajutorul nomogramelor din lucrările [12, 13].

Forma geometrică și dimensiunile principale ale cuțitelor (de finisare și de degroșare) sînt prezentate în figura 6 (pentru dispozitiv tip L3. MIN) și în figura 7 (pentru mașină model G.S. 90).

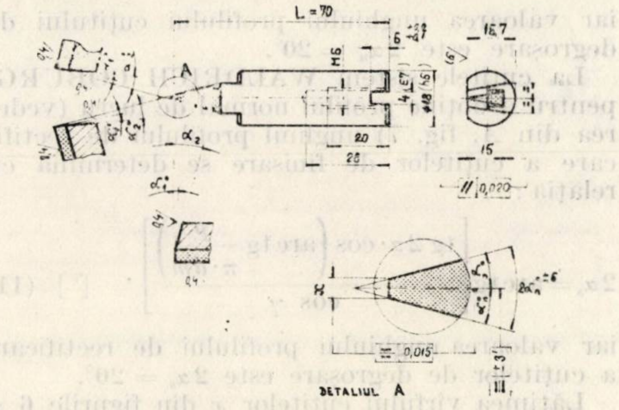

L=70
A
α1
α2
H6
20
28
15
0,020
0,015
DETALIUL A

Fig. 6

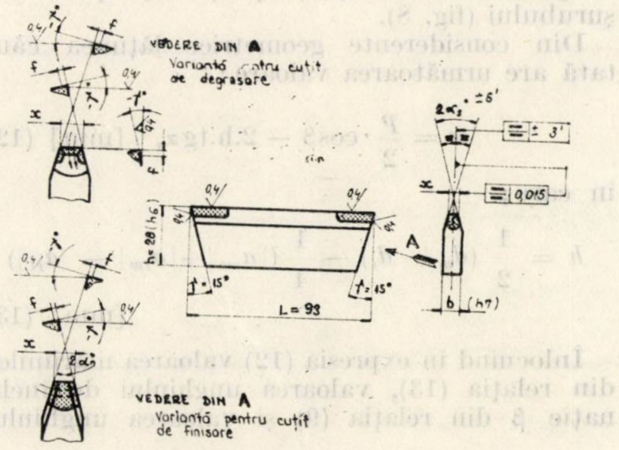

VEDERE DIN A
Variantă pentru cuțit de degroșare
f
0,4
±6'
±3'
0,015
A
L=93
15°
b
h7
VEDERE DIN A
Variantă pentru cuțit de finisare

Fig. 7

Pentru unghiurile de așezare a cuțitelor sistem BURSMÜLLER (fig. 6) se recomandă următoarele valori:

$$\alpha_1 = 2^\circ \ldots 3^\circ \qquad [^\circ]$$

$$\alpha_2 = 6^\circ \ldots 10^\circ \qquad [^\circ]$$

Mărimea fațetei și valoarea unghiurilor de degajare (negativ) a cuțitelor sistem WALDRICH COBURG (fig. 7) este următoarea:

$$f = 0{,}3 \ldots 0{,}7 \qquad [\mathrm{mm}]$$

$$-\gamma = -2^\circ \ldots -6^\circ \qquad [^\circ]$$

Săgețile în figura 7 indică direcția de rectificare și de lăpuire a suprafețelor de degajare.

Cuțitele sistem BURGSMÜLLER lucrînd într-o secțiune normală pe golul filetului, unghiul profilului cuţitului de finisare se determină cu relaţia:

$$2\alpha_n = \text{arc tg}\left[\text{tg } 2\alpha.\cos\left(\text{arc tg}\frac{p}{\pi \cdot dm}\right)\right], \ [°]\ (10)$$

iar valoarea unghiului profilului cuţitului de degroşare este $2\alpha_n = 20°$.

La cuţitele sistem WALDRICH COBURG, pentru a obţine profilul normal de lucru (vederea din A, fig. 7) unghiul profilului de rectificare a cuţitelor de finisare se determină cu relaţia:

$$2\alpha_s = \text{arctg}\left[\frac{\text{tg } 2\alpha \cdot \cos\left(\text{arc tg}\dfrac{p}{\pi \cdot dm}\right)}{\cos\ \gamma}\right], \quad [°]\ (11)$$

iar valoarea unghiului profilului de rectificare a cuţitelor de degroşare este $2\alpha_s = 20°$.

Lăţimea vîrfului cuţitelor x din figurile 6 şi 7 se determină prin plasarea lor la mijlocul cîmpului de toleranţă (împrăştiere) a profilului şurubului (fig. 8).

Din considerente geometrice lăţimea căutată are următoarea valoare:

$$x = \frac{p}{2} \cdot \cos\beta - 2.\text{h}.\text{tg}\alpha_n \quad [\text{mm}]\ (12)$$

în care;

$$h = \frac{1}{2}(d_m - d_i) - \frac{1}{4}(|a_{sm}| + |a_{im}| - |a_{ii}|) \quad [\text{mm}]\ (13)$$

Înlocuind în expresia (12) valoarea mărimilor din relaţia (13), valoarea unghiului de înclinaţie β din relaţia (9) şi valoarea unghiului semiprofilului normal α_n din relaţia (10), se obţine formula de calcul a lăţimii vîrfului cuţitelor de finisare;

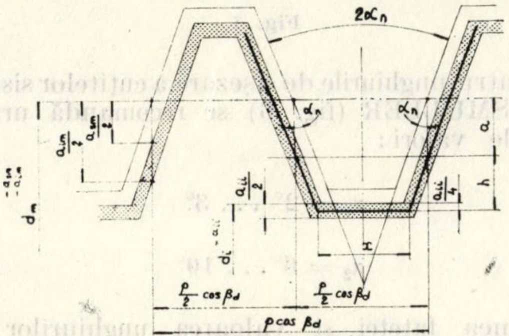


Fig. 8

$$x = \cos\left(\text{arctg}\frac{p}{\pi\, d_m}\right)\left\{\frac{\text{p}}{2} - \left[(d_m - d_i) - \frac{1}{2}(|a_{sm}| + |a_{im}| - |a_{ii}|)\right]\text{tg}\alpha\right\} \quad [\text{mm}]\ (14)$$

iar lăţimea vîrfului cuţitelor de degroşare se calculează cu relaţia;

$$x_d = x - 2h'\left[\text{tg}\alpha - \frac{\sin(\alpha - \alpha_s)}{\cos\alpha \cdot \cos\alpha_s}\right]. \ [\text{mm}]\ (15)$$

Formula de calcul a lăţimii vîrfului cuţitelor de degroşare rezultă din figura 9, unde;

$$y = h'\frac{\sin(\alpha - \alpha_s)}{\cos\alpha \cdot \cos\alpha_s},$$

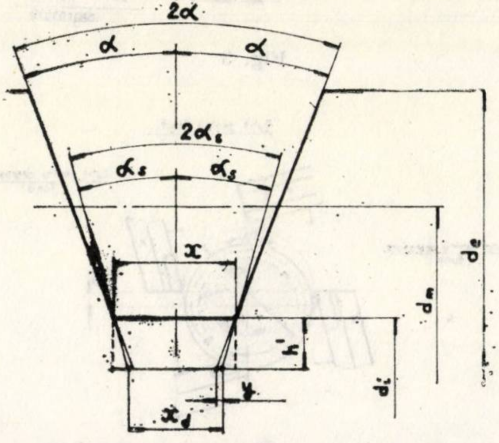


Fig. 9

în care $2\alpha_s$ este unghiul profilului cuţitului de degroşare.

3. — Controlul filetelor.

Diametrul mediu efectiv al şurubului cuprins între valorile limită, conform figurii 1, şi avînd cotă $[d_m]^{-a_{sm}}_{-a_{im}}$ se determină foarte precis cu metoda celor trei role [4, 6, şi 7].

În scopul controlului rapid al şuruburilor în diverse secţiuni se foloseşte aparatul special din figura 10, înzestrat cu trei role (diametrul rolelor δ) şi un ceas comparator (de 0,010 mm).

Cota H reprezintă distanţa între rolele de măsurare, iar valoarea ei se materializează cu ajutorul calelor speciale.

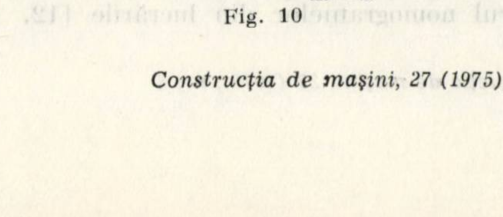


Fig. 10

În scopul asigurării unei abateri plus-minus a ceasului comparator, cota H (înălţimea calei) se calculează pentru dimensiunea medie a diametrului mediu:

$$d_{med} = \left[d_m - \frac{1}{2} (|a_{sm}| + |a_{im}|) \right] \pm$$

$$\pm \frac{1}{2} (|a_{im}| - |a_{sm}|) \qquad [\mathrm{mm}] \quad (16)$$

Înălţimea calelor de reglare se determină cu formula [6, 7]. pentru filet trapezoidal (metric),

$$H = \left[d_m + 2{,}86369 \cdot \delta - 1{,}86602 \cdot \mathrm{p} + \right.$$

$$\left. + 0{,}18260 \cdot \delta \left(\frac{p}{d_m} \right)^2 - \frac{1}{2} (|a_{sm}| + |a_{im}|) \right] \pm 0{,}003$$

$$[\mathrm{mm}] \quad (17)$$

— pentru filet trapezoidal (în ţol),

$$H = \left[d_m + 2{,}99392 \cdot \delta - 1{,}93335 \cdot p + \right.$$

$$\left. + 0{,}18960 \ \delta \left(\frac{p}{d_m} \right)^2 - \frac{1}{2} (|a_{sm}| + |a_{im}|) \right] \pm 0{,}003$$

$$[\mathrm{mm}] \quad (18)$$

Ceasul indicator reglat la zero după cota H indică dimensiunea şuruburilor bune în intervalul $\pm \frac{1}{2} (|a_{im}| - |a_{sm}|)$.

Diametrul mediu efectiv al piuliţei cuprins între valorile limite, conform figurii 1, şi avînd cota $[D_m]^{+A_{sm}}$, se controlează cu calibre inel: trece T şi nu trece NT [7 şi 8].

Concluzii

— Lucrarea se referă la filetele trapezoidale utilizate pentru organele de transmitere a mişcării în construcţia de maşini-unelte.

— În scopul îmbunătăţirii parametrilor de funcţionare a ansamblurilor filetate se recomandă aplicarea metodelor prezentate în cadrul acestei lucrări.

BIBLIOGRAFIE

1. *Bakondi, K.* şi *Kardos, A.*: A gépgyártás technologiája, vol. I Budapest — 1966.
2. *Enache, St.*: Proiectarea şi tehnologia sculelor aşchietoare, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti.
3. *Lăzărescu, I. D.*: Calculul şi construcţia sculelor aşchietoare, Editura tehnică, Bucureşti 1961.
4. *Lăzărescu, I. D.*: Toleranţe şi măsurători tehnice, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti 1969.
5. *Sauer, L.*: Scule pentru filetare, Editura tehnică, Bucureşti — 1962.
6. *Schneider, R.*: Das Dreidraht Gewindemesserverfahren, Leipzig — 1953.
7. *Verzea, D.* şi *Elekes, C.* Consideraţii cu privire la stabilirea dimensiunilor calibrelor pentru filet trapezoidal. În Construcţia de maşini, nr. 7—1973.
8. *Verzea D.* şi *Elekes, C.* Cu privire la stabilirea dimensiunilor şi toleranţelor filetelor calibrelor pentru filet trapezoidal. În: Construcţia de maşini nr. 1—1974.
9. * * * Manualul inginerului mecanic, vol. III, Editura tehnică, 1952.
10. * * * Normă internă, Fémáru — és szerszámgépgyár, Budapest
11. * * * Standardele, STAS 2113—66, STAS 7528—66, STAS 5729—66
12. * * * Catalog WIRBELN, Die moderne Zerspannungstechnik, H BURGS—MÜLLER und SÖHNE 3350. KREIENSEN—RFG.
13. * * * Cartea maşinii de filetat prin vîrtej, Model GS 90 WALDRICH COBURG—RFG.

CZ: 621.941 : 621.753 : 621—21

Dependenţa rigidităţii statice a strungului SNA 400 de mărimea jocurilor în ajustaje şi de momentul de strîngere a suportului portsculă

Ing. Dumitru **VERZEA** – ICPMUA – Filiala Arad

0. Generalităţi

Rigiditatea unei maşini-unelte reprezintă principalul factor care determină precizia dinamică a maşinii, adică precizia de aşezare relativă a muchiei tăietoare a sculei faţă de suprafaţa piesei prelucrate, în timpul procesului de aşchiere. Ca urmare a forţelor de aşchiere generate cu ocazia detaşării aşchiilor, elementele sistemului maşină unealtă-dispozitiv piesă-sculă suferă deformaţii elastice care influenţează în timp poziţia relativă dintre tăişul sculei şi piesă, introducînd erori de prelucrare dinamice, care se cumulează cu erorile de precizie geometrică şi erorile cinematice ale maşinii-unelte.

Rigiditatea unei maşini se poate determina static (rigiditatea statică), prin prelucrare (rigiditate în sarcină) sau în regim de vibraţii (rigiditate dinamică) [1]. Mărimea rigidităţii depinde în general de dimensiunile obiectului cercetat, de elasticitatea materialului şi de poziţia forţei de acţionare faţă de secţiunea încastrată sau de reazem a obiectului. La un ansamblu de obiecte, rigiditatea mai depinde şi de o serie de factori de cuplare a obiectelor (jocuri, forțe de strîngere, poziția relativă a obiectelor etc.).

În această lucrare se prezintă o serie de rezultate privind influența mărimii jocurilor la ghidajele longitudinale (față și spate) ale saniei transversale și ale saniei port-cuțit, precum și influența momentului de strîngere a suportului portcuțit și a portsculei asupra valorii rigidității statice a ansamblului cărucior de la strungul SNA 400.

1. Modul de lucru

Forța de încărcare s-a realizat cu ajutorul unui dispozitiv cu șurub și con Morse montat în arborele principal, prin intermediul unui dinamometru eliptic. Forța este aplicată unui cuțit alb montat în portsculă, după direcția cea mai probabilă a componentei Fyz a forței de așchiere (60° față de direcția OY) (fig. 1).

Mărimea forței maxime de încărcare s-a determinat [2] cu relația:

$$F_{max} = 0{,}075\ D^{1{,}5}\ [\mathrm{daN}]$$

în care D este diametrul maxim de sprijin [mm].

Măsurarea deformațiilor elastice s-a făcut la sculă, pe cele trei direcții principale, în punctele 1, 2 și 3 (fig. 1).

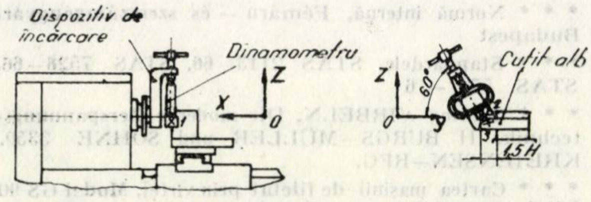


Fig. 1 — Schema de încărcare statică a mașinii.
1, 2, 3 – puncte de măsurare a deformațiilor

Pentru studierea influenței valorii jocului la ghidajul din față al saniei longitudinale s-au făcut măsurători de deformații la aceeași forță de încărcare (F_{max} = 500 daN), pentru mai multe valori ale jocului: 0,01; 0,03; 0,05; 0,07; 0,10 și 0,15 mm, păstrînd constanți ceilalți parametri (jocuri, momente de strîngere, poziții relative). Analog se procedează și la studiul influenței mărimii celorlalte jocuri considerate. La studierea influenței momentelor de strîngere a suportului portcuțit și portsculei, jocurile în ghidajele săniilor s-au reglat la valoarea normală (0,01 mm). Momentul de strîngere s-a variat în trepte: 2; 4; 6; 9; 12 și 15 daNm pentru suportul port-cuțit, respectiv: 0,5; 1; 2; 3; 4 și 6 daNm pentru portsculă.

2. Rezultatele încercărilor

Pe baza măsurătorilor efectuate asupra deformațiilor înregistrate la sculă, pentru diferite valori ale jocurilor și momentelor de strîngere s-a reprezentat dependența dintre variația deformației Δy, respectiv Δz, și diverși factori studiați: jocul la ghidajele saniei longitudinale (SL), saniei transversale (ST) și saniei portcuțit (SP), în figurile 2 și 3, momentul de strîngere a suportului port-cuțit în figura 4 și momentul de strîngere a port-sculei în figurile 5 și 6.

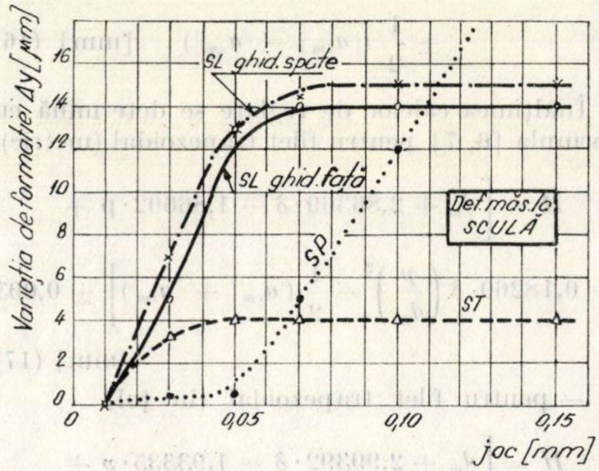


Fig. 2 — Influența jocului în ghidajele săniilor asupra variației deformației Δy.

SL – sania longitudinală
ST – sania transversală
SP – sania portcuțit

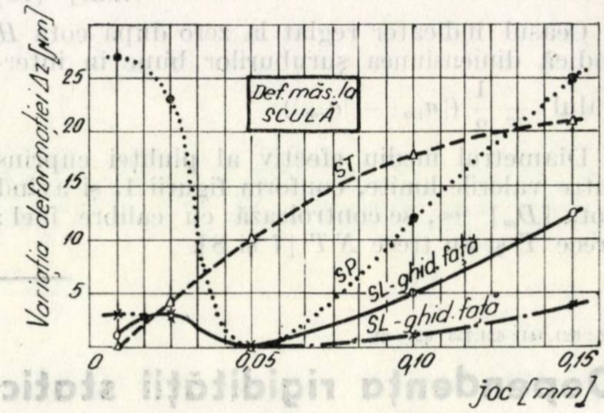


Fig. 3. — Influența jocului în ghidajele săniilor asupra variației deformației Δz.

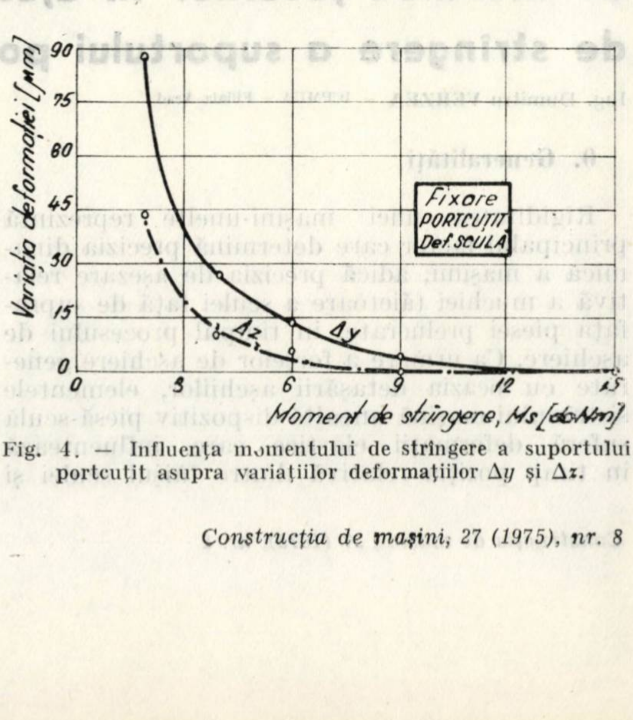


Fig. 4. — Influența momentului de strîngere a suportului portcuțit asupra variațiilor deformațiilor Δy și Δz.

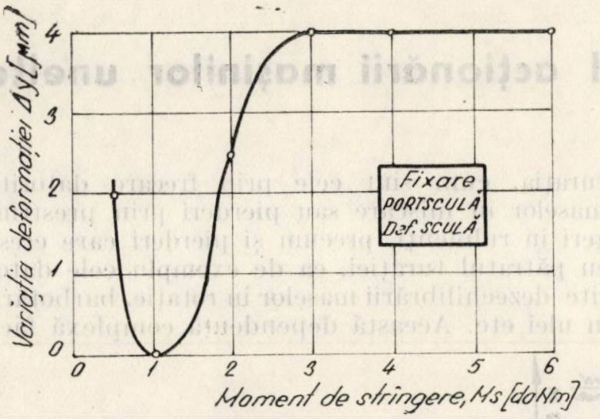


Fig. 5 — Influenţa momentului de strîngere a portsculei asupra variaţiei deformaţiei Δy.

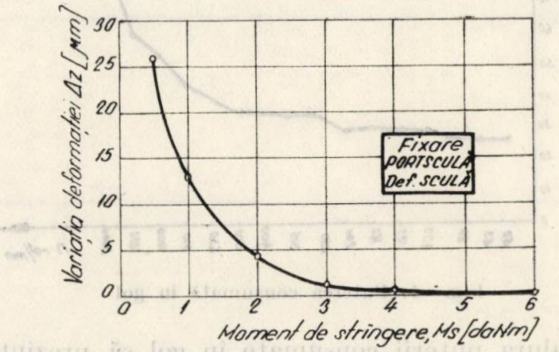


Fig. 6. — Influenţa momentului de strîngere a portsculei asupra variaţiei deformaţiei Δz.

3. Concluzii

1. Deformaţia ansamblului cărucior pe direcţia $Y-Y$ este influenţată mai mult de jocul din ghidajul din spate al saniei longitudinale, iar deformaţia pe direcţia $Z-Z$ de jocul din ghidajul din faţă.

2. Jocul din ghidajele saniei transversale are influenţa mai mică asupra variaţiei deformaţiilor elastice măsurate la sculă pe direcţia $Y-Y$.

3. Mărimea deformaţiilor pe direcţia $Y-Y$ este influenţată de valoarea jocurilor din ghidajele saniei longitudiale şi saniei transversale numai pînă la o valoare de 0,05 — 0,07 mm a acestora. Creşterea în continuare a jocului nu mai are influenţă asupra rigidităţii ansamblului cărucior.

4. Valoarea jocului din ghidajele saniei portcuţit are o influenţă neînsemnată asupra rigidităţii căruciorului pe direcţia $Y-Y$ pînă la un joc de 0,05 mm. Peste această valoare deformaţiile cresc proporţional cu mărimea jocului.

5. Deformaţiile elastice măsurate la sculă pe direcţia $Z-Z$ prezintă un minimum la un joc de 0,5 mm în ghidajele saniei longitudinale şi saniei portcuţit. În raport cu jocul din ghidajele saniei transversale aceste deformaţii cresc aproximativ proporţional.

6. Cea mai mare influenţă asupra rigidităţii pe direcţia $Y-Y$ o are jocul din ghidajele saniei portcuţit, a cărui valoare optimă este de 0,05 mm. Atît micşorarea cît şi mărirea acestuia conduce la scăderea rigidităţii.

7. În general, cu cît jocurile din ghidajele săniilor sînt mai mici cu atît creşte valoarea rigidităţii statice. Creşterea valorii acestor jocuri pînă la 0,1 mm conduce la mărirea deformaţiei elastice a sculei pe direcţia $Y-Y$ cu 5 — 15 μm.

8. Momentul de strîngere a suportului portcuţit are o influenţă deosebită asupra rigidităţii, pînă la 6—7 daNm. Influenţa este mai mică pe direcţia $Z-Z$. Peste valoarea de 10—12 daNm momentul de strîngere a portcuţitului nu influenţează practic variaţia rigidităţii.

9. Momentul de strîngere a port-sculei influenţează rigiditatea sistemului numai pînă la o valoare de 3 daNm.

10. Deformaţia sistemului pe direcţia $Y-Y$ prezintă un minimum la o valoare a momentului de strîngere a portsculei de 1 daNm.

11. Variaţia deformaţiei pe direcţia $Z-Z$ scade hiperbolic pînă la un moment de strîngere a portsculei de 4 daNm.

12. Valoarea optimă a momentului de strîngere a suportului portcuţit este de **6—7** daNm, iar a portsculei de 1 daNm.

BIBLIOGRAFIE

1. *Nibeleanu, Şt*: Precizia geometrică, cinematică şi dinamică a maşinilor-unelte aşchietoare, I.C.D.T., Bucureşti, 1968.
2. *Reşetov, D. N*: Detali i mehanizmî metallorejuşcih stankov, Vol. I, Moskva, 1972.
3. *Reşetov, D. N. şi Levina, Z. M*: Osnovî rasceota maşin na kontaknoiu jeostkosti. In: ,,Vestnik Maşinostroenie'', nr. 12, dec. 1965, p. 16—23.

CZ : 621.9.001.2

Unele probleme privind calculul acţionării maşinilor unelte

Ing. Nicolae **GUJA** — ICPMUA – Bucureşti

Calculul puterii necesare antrenării lanţurilor cinematice ale maşinilor-unelte

În proiectarea unei maşini-unelte o fază complexă o constituie calculul acţionării diverselor lanţuri cinematice. În această fază determinarea puterii ce va fi consumată in gol de către maşină prezintă o importanţă mare, întrucît de aprecierea corectă a acestei puteri depinde alegerea corectă a motoarelor de acţionare. Dacă în cazul maşinilor-unelte clasice în această direcţie valorile reale ale consumului energetic afectau mai mult sau mai puţin caracteristicile maşinii, în cazul maşinilor-unelte moderne cu comandă numerică situaţia este cu totul alta. În primul rînd, unele din aceste maşini utilizează pentru lanţurile cinematice de avans motoare speciale pas cu pas sau motoare de mică inerţie cu caracteristici de cuplu foarte restrictive, ceea ce în primul rînd presupune o apreciere foarte corectă a condiţiilor reale de funcţionare şi în al doilea rînd aceste maşini se montează pe agregate mecanice de o rigiditate sporită şi cu o precizie de execuţie a pieselor componente care presupune în egală măsură şi o precizie corespunzătoare a montajului.

Puterea consumată în gol de către maşina-unealtă prin faptul că depinde de corectitudinea montării elementelor lanţurilor cinematice poate constitui un instrument eficace de verificare a calităţii montajului, cu condiţia de a cunoaşte valoarea reală minimum admisă de montajul respectiv, valoare care trebuie apreciată din faza de proiectare cît mai exact posibil spre a nu compromite utilizarea unui anumit tip de motor admis pentru cazul respectiv. Deşi prin calcul nu vor putea fi prinse absolut toate cauzele care duc la o creştere a consumului de putere, această determinare trebuie totuşi făcută cît mai exact posibil, în caz contrar existînd riscul ca modificările ulterioare la maşina prototip să fie deosebit de complexe. Pînă în prezent în general se neglijau în faza de calcul rezistenţele opuse de diverse organe de maşini, ca rulmenţi, garnituri de etanşare, cuplaje care se rotesc în gol etc şi care contribuie toate la creşterea consumului de putere în gol, mărind rezistenţele interioare ale maşinii. Aceste rezistenţe în unele cazuri depind de fluxul de energie transmis (de exemplu rulmenţii la care momentul rezistent creşte cu reacţia din ei), iar în unele cazuri nu depind (de exemplu garniturile de etanşare sau cuplajele în stare decuplată).

În ceea ce priveşte dependenţa de turaţie, se constată pierderi care cresc proporţional cu turaţia, cum sînt cele prin frecare datorită maselor în mişcare sau pierderi prin prestrîngeri în rulmenţi, precum şi pierderi care cresc cu pătratul turaţiei, ca de exemplu cele datorite dezechilibrării maselor în rotaţie, barbotării în ulei etc. Această dependenţă complexă face ca alura puterii consumate în gol să prezinte creşteri mari la turaţiile ridicate.

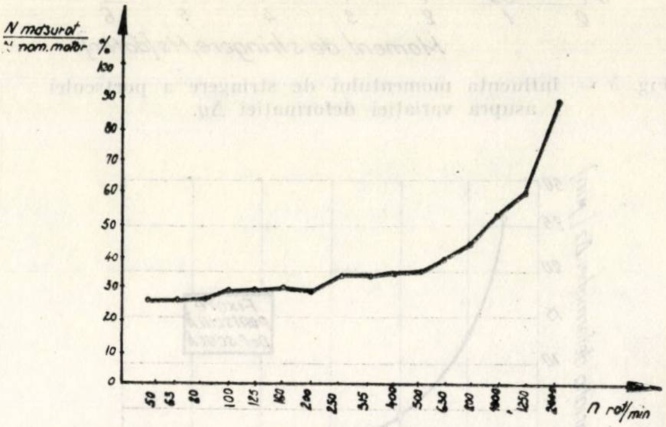


Fig. 1. Puterea consumată în gol

Dacă examinăm bilanţul energetic al unei maşini-unelte vom constata următoarele :

$$P_{ar} = P_{cm} + P_{cis} + P_{cs} + P_u$$

unde : P_{ar} este puterea absorbită de motor din reţeaua energetică ;

P_{cm} — puterea consumată în motor (pierderi electrice magnetice şi mecanice) ;

P_{cis} — puterea consumată independent de sarcina transmisă (necesară pentru învingerea rezistenţelor interne ale maşinii normale sau existente ca urmare a unui montaj incorect)

P_{cs} — puterea consumată în organele în mişcare, datorită frecării (dependentă deci de sarcina transmisă).

P_u — puterea utilă consumată pentru aşchiere (sarcină utilă).

Teoretic definirea termenilor P_{cis} şi P_{cs} nu prezintă nici o dificultate, practic însă măsurarea lor este imposibilă, întrucît aceste puteri sînt inseparabile.

Spre a aprecia în ce măsură influenţează puterea consumată independent de sarcină asupra randamentului unei maşini-unelte se fac următoarele notaţii :

$$P_{ar} - P_{cm} = P_{ax\ motor}$$

unde : $P_{ax\ motor}$ este puterea la axul motorului adică puterea care se consumă efectiv în maşină.

$$P_{ax\ motor} = P_{cis} + P_{cs} + P_u$$

Randamentul mașinii-unelte poate fi exprimat prin raportul:

$$\eta_{mu} = \frac{P_u}{P_{ax\,motor}} = \frac{P_u}{P_{cis} + P_{cs} + P_u}$$

Pe de altă parte, pornind de la definiția obișnuită că randamentul exprimă pierderile în raport cu sarcina, se vede clar că este necesară introducerea unui termen care să reflecte această proporționalitate. Examinînd formula de mai sus se constată că termenii legați de sarcină sînt P_u și P_{cs}

Se poate scrie atunci că :

$$\eta_c = \frac{P_u}{P_{cs} + P_u}$$

Se denumește acest termen randament calculat, întrucît el poate fi calculat luînd în considerare randamentele recomandate în literatura tehnică pentru diferite organe de mașini. Rezultă atunci că :

$$\eta_{mu} = \frac{1}{\frac{P_{cis}}{P_u} + \frac{P_{cs} + P_u}{P_u}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{P_{cis}}{P_u} + \frac{1}{\eta_c}} = \frac{\eta_c}{1 + \frac{P_{cis}}{P_u}\eta_c}$$

Se constată în primul rînd din această formulă că randamentul unei mașini-unelte nu este o valoare independentă și specifică unui tip de mașină, ci depinde în primul rînd de sarcina care se transmite prin lanțurile sale cinematice și în al doilea rînd de puterea consumată independent de sarcina transmisă. Se constată deci că numai în cazul în care puterea consumată independent de sarcină ar fi zero sau foarte mică randamentul calculat cu valorile de calcul prescrise în literatură ar putea constitui un element cert pentru aprecierea puterii necesare antrenării unor lanțuri cinematice. Spre a aprecia importanța puterii consumate independent de sarcină, din punct de vedere al randamentului mașinii-unelte, se poate trasa graficul de variație a randamentului η_{mu} în funcție de raportul P_{cis} către P_u.

Se remarcă că dacă puterea consumată independent de sarcină ar fi zero randamentele calculate prin pierderile de sarcină ar reprezenta randamentul mașinii. Cum în realitate puterea consumată independent de sarcină nu poate fi redusă niciodată la zero, totdeauna va fi necesar să se ia în considerare această putere în special în cazul cind datorită transmiterii unor puteri mici P_{cis} este de același ordin de mărime ca și P_u (caz des întîlnit în lanțurile cinematice de avans).

Problema grea o constituie aprecierea valorilor P_{cis}. Practic este imposibilă separarea cantitativă a valorii P_{cis} de P_{cs}. S-ar părea la prima vedere că măsurînd puterea absorbită în gol de mașină putem obține pe P_{cis}. În realitate rezistențele opuse de ultimele elemente din lanțul cinematic creează reacții în elementele anterioare, deci implicit apar niște pierderi care se înglobează în categoria pierderilor cauzate de sarcină. Dat fiind însă faptul că în situația de funcționare în gol rezistențele care consumă în funcție de sarcina creată prin rezistența elementelor anterioare sînt rulmenți și roți dințate care opun o rezistență scăzută în raport cu cele cauzate de erori de montaj sau frecări în cuplaje decuplate garnituri etc., puterea consumată în gol poate fi apreciată ca aproximînd puterea consumată independent de sarcină. Această aproximație fiind în plus, putem considera acoperitoare valoarea puterii consumate în gol măsurată cu un watmetru.

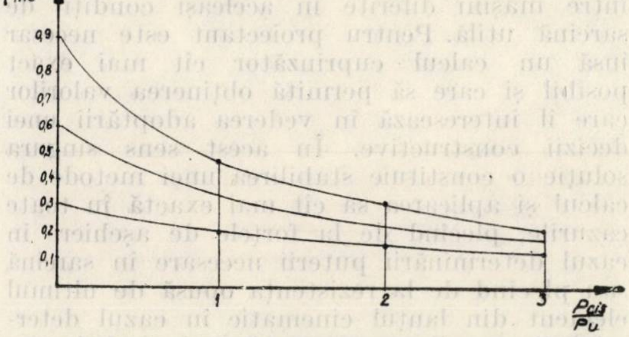


Fig. 2. Randamentul mașinii—unelte

Rezultă de aici că puterea consumată în gol poate reflecta calitatea montajului (considerînd că piesele componente sînt corect executate ca precizie geometrică). În acest caz formula randamentului mașinii-unelte dedusă anterior se poate scrie :

$$\eta_{mu} = \frac{\eta_c}{1 + \frac{P_{cg}}{P_u}\eta_c}$$

unde : P_{cg} este puterea consumată în gol, iar P_u puterea utilă consumată în lucru de către mașină

În forma prezentată formula are o valoare teoretică pentru elucidarea unei situații. În cazul cînd prin măsurători dorim să comparăm între ele mai multe mașini, este necesară adaptarea sa condițiilor experimentale.

În acest sens $\eta_c = \frac{P_u}{P_{cs} + P_u}$

dar : $P_{cs} + P_u = P_{ax\,motor} - P_{cg} = P_{ar} - P_{cm} - P_{cg}$

$$\eta_c = \frac{P_u}{P_{ar} - P_{cm} - P_{cg}}$$

Toate aceste patru valori pot fi măsurate experimental, admiţînd şi în acest caz că P_{cm} este identic cu puterea consumată în gol de motor. Rezultă de aici că randamentul unei maşini-unelte poate fi determinat experimental şi poate apoi servi ca criteriu de comparaţie între maşini diferite în aceleaşi condiţii de sarcină utilă. Pentru proiectant este necesar însă un calcul cuprinzător cît mai exact posibil şi care să permită obţinerea valorilor care îl interesează în vederea adoptării unei decizii constructive. În acest sens singura soluţie o constituie stabilirea unei metode de calcul şi aplicarea sa cît mai exactă în toate cazurile, plecînd de la forţele de aşchiere în cazul determinării puterii necesare în sarcină sau plecînd de la rezistenţa opusă de ultimul element din lanţul cinematic în cazul determinării puterii consumate în gol, ambele valori fiind necesare pentru alegerea motorului de acţionare.

Pentru efectuarea calculului conform acestor cerinţe se cer definite cîteva noţiuni.

1. *Puterea absorbită la un ax în rotaţie* P_a, egală cu suma momentelor rezistente de pe acel ax înmulţită cu viteza unghiulară a axului respectiv:

$$P_a = \Sigma M_r \omega.$$

2. *Puterea transmisă de la un ax* P_{tr}, este puterea dată de momentul rezistent pe care îl învinge roata dinţată de pe ax înmulţită cu viteza unghiulară a axului.

3. *Puterea consumată pe axul respectiv pentru învingerea rezistenţelor locale* P_c, este puterea dată de diferitele momente rezistente de pe ax, altele decît momentul transmis mai departe.

$$P_a = P_{tr} + P_c$$

4. *Puterea absorbită la capătul lanţului cinematic* este puterea absorbită pentru învingerea forţelor de aşchiere în cazul determinării puterii consumate în sarcină sau puterea consumată pentru învingerea rezistenţelor locale (frecare în rulmenţi sau ghidaje în cazul determinării puterii consumate în gol).

Pentru stabilirea unei reguli de calcul să admiten o schemă simplificată (fig. 3).

În acest caz se poate scrie că puterea absorbită de ultimul element din lanţul cinematic (axul IV) este $P_{a\mathrm{IV}}$, iar puterea absorbită la primul element (axul I) este $P_{a\mathrm{I}}$.

Considerînd motorul cuplat direct la axul I se poate scrie:

$$P_{a\mathrm{IV}} = P_{tr\,\mathrm{III}}\,\eta_{angr\,3} = P_{c\,\mathrm{IV}};$$

$$P_{a\,\mathrm{III}} = P_{tr\,\mathrm{II}} - \eta_{angr\,2} = P_{tr\,\mathrm{III}} + P_{c\mathrm{III}}$$

$$P_{a\mathrm{II}} = P_{tr\,\mathrm{I}}\,\eta_{angr\,1} = P_{tr\,\mathrm{II}} + P_{c\,\mathrm{II}};$$

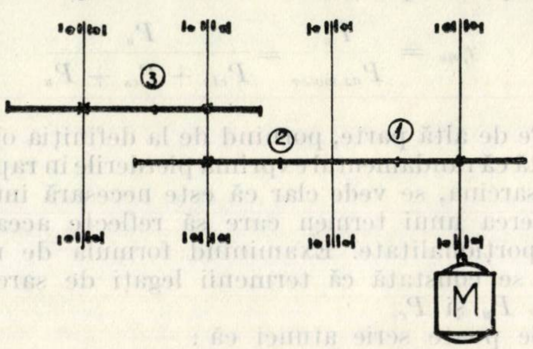


Fig. 3. Schemă cinematică

$$P_{a\mathrm{I}} = P_{tr\,\mathrm{I}} + P_{c\,\mathrm{I}} = P_{ax\ motor}$$

Din aceste relaţii se poate scrie:

$$P_{tr\,\mathrm{III}} = P_{c\,\mathrm{IV}}\frac{1}{\eta_{angr\,3}};\ P_{tr\,\mathrm{II}} = (P_{tr\,\mathrm{III}} + P_{c\,\mathrm{III}})\frac{1}{\eta_{angr\,2}}$$

$$P_{tr\,\mathrm{I}} = (P_{tr\,\mathrm{II}} \pm P_{c\,\mathrm{II}})\frac{1}{\eta_{angr\,1}};\ P_{ax\ motor} = P_{tr\,\mathrm{I}} + P_{c\,\mathrm{I}}$$

Făcînd înlocuirile în sens invers în aceste relaţii rezultă:

$$P_{ax\ motor} = \left[\left(P_{a\,\mathrm{IV}}\frac{1}{\eta_{angr\,3}} + P_{c\mathrm{III}}\right)\frac{1}{\eta_{angr\,2}} + \right.$$

$$\left. + P_{c\,\mathrm{II}}\right]\frac{1}{\eta_{angr\,1}} + P_{c\mathrm{I}}$$

Efectuînd calculele se găseşte:

$$P_{ax\ motor} = P_{a\,\mathrm{IV}}\frac{1}{\eta_{angr\,3}}\cdot\frac{1}{\eta_{angr\,2}}\cdot\frac{1}{\eta_{angr\,1}} +$$

$$+ P_{c\,\mathrm{III}}\frac{1}{\eta_{angr\,2}}\cdot\frac{1}{\eta_{angr\,1}} + P_{c\,\mathrm{II}}\frac{1}{\eta_{angr\,1}} + P_{c\mathrm{I}}$$

Rezultă din această formulă regula practică pentru scrierea ecuaţiei de randament a unui lanţ cinematic.

Calculul randamentului mecanismelor folosite în lanţurile cinematice ale maşinilor-unelte.

Puterea absorbită la primul ax este egală cu puterea absorbită la ultimul ax împărţită la randamentul mecanismelor care efectuează direct transmiterea, plus puterea consumată la axul penultim împărţită la randamentul mecanismelor care transmit pînă la acest ax (ş.a.m.d.) plus în final puterea consumată la axul I. Este clar că puterea consumată pe un ax oarecare va fi dată de momentele rezistente în lagărele axului, garnituri de etanșare cuplaje decuplate etc. și eventual de momentul rezistent învins pe un alt lanț cinematic derivat în paralel cu lanțul cinematic analizat și al cărui prim element este montat pe axul respectiv.

Pentru calculul puterii consumate în gol este practic să se lucreze cu momentele rezistente, întrucît la ultimul element al lanțului cinematic se va determina o forță rezistentă sau un moment rezistent. Pentru aceasta este necesar să se cunoască modul de calcul al transformării forțelor sau momentelor în diverse mecanisme. Dacă nu ar acționa forțele de frecare, simplul raport de transmitere ar fi suficient.

Existența forțelor de frecare face necesară efectuarea calculelor mai atent, în caz contrar existînd posibilitatea ca erorile să fie considerabile. Dintre organele de mașini întîlnite în lanțurile cinematice ale mașinilor-unelte fac parte șuruburile conducătoare cu rolul de a transforma mișcarea de rotație în mișcare de translație, iar mai rar se pot întîlni și cazuri în care transformă mișcarea de translație în mișcare de rotație, bineînțeles cu respectarea condițiilor necesare evitării autofrînării.

Pentru clarificarea acestei probleme se vor analiza ambele situații.

I. Elementul conducător se rotește, iar elementul condus se translatează (fig. 4).

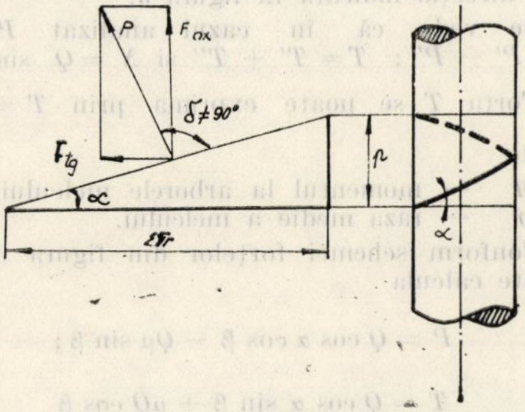


Fig. 4. Forțele ce acționează pe șurub

Elementul conducător se rotește acționînd cu forța tangențială F_{tg} la raza medie a filetului r respectiv cu momentul M. Elementul condus se translatează, învingînd forța axială F_{ax} (în fig. 4 forța $P = F_{tg} + F_{ax}$ nu este perpendiculară pe spira filetului tocmai datorită forțelor de frecare). Sarcina se mișcă pe spira filetului (respectiv după ipotenuza triunghiului din fig. 4).

Dacă vom descompune această mișcare în cele două componente respectiv după cele două catete, se poate scrie ecuația de echilibru a lucrului mecanic efectuat de forțele aflate în acțiune pe direcțiile respective.

$$2\pi r F_{tg} = F_{ax}\, p + 2\pi r F_{ax}\, \mu + p\, \mu F_{tg}$$

Din aceasta rezultă :

$$2\pi M = F_{ax}\, p + 2\pi r F_{ax}\, \mu + p \frac{M}{r} \mu$$

deci momentul conducător M crează o forță axială

$$F_{ax} = \frac{M}{r} \cdot \frac{2\pi r - p\,\mu}{p + 2\pi r\,\mu}$$

Sau dacă forța axială este cunoscută ea trebuie învinsă de un moment

$$M = F_{ax}\, r \cdot \frac{p + 2\pi r \mu}{2\pi r - p\mu}$$

Referindu-ne la randamentul obținut de la mecanism în acest caz se poate scrie :

$$\eta = \frac{P_{util}}{P_{consumat}} = \frac{F_{ax}\, p}{2\pi M} =$$

$$= \frac{p \cdot \frac{M}{r} \cdot \frac{2\pi r - p\mu}{p + 2\pi r\mu}}{2\pi M} = \frac{p}{2\pi r} \cdot \frac{2\pi r - p\mu}{p + 2\pi r\mu}$$

II. Elementul conducător se transleazā iar elementul condus se rotește. În acest caz ecuația de echilibru a lucrului mecanic devine :

$$F_{ax}\, p = 2\pi M + 2\pi r \mu F_{ax} + p \frac{M}{r} \mu$$

Deci rezultă că dacă se apasă cu forța F_{ax} rezultă momentul :

$$M = F_{ax} r \frac{p - 2\pi r\, \mu}{2\pi r + p\, \mu}$$

sau pentru învingerea momentului M este necesară împingerea cu o forță axială :

$$F_{ax} = \frac{M}{r} \cdot \frac{2\pi r + p\mu}{p - 2\pi\, r\mu}$$

Aceste formule în ambele situații sînt aplicabile în cazul șuruburilor conducătoare cu profil dreptunghiular al filetului deci la care forța axială F_{ax} este perpendiculară pe profilul spirei. Dacă profilul este trapezoidal după cum se vede din figura 5, forța de frecare care acționează pe spiră este $P\mu$ unde $P\cos\alpha = F_{ax}$.

Întrucît în ecuația de echilibru a lucrului mecanic efectuat de forțe s-a introdus forța de

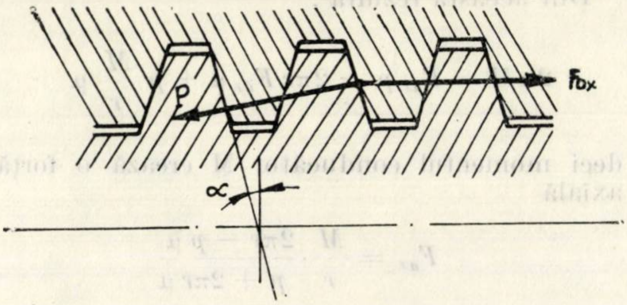


Fig. 5. Direcția forței P pe un filet trapezoidal

frecare μF_{ax}, este necesar ca în noile condiții să se introducă în formulele de mai sus forța de frecare

$$\frac{F_{ax}}{\cos\alpha}\cdot\mu\cdot$$

Întrucît F_{ax} este necesar să rămînă ca termen în ecuație, se va introduce un coeficient de frecare μ' corectat respectiv

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos\alpha}.$$

Un alt tip de organe de mașini care necesită un studiu mai atent din punct de vedere al forțelor, respectiv al randamentului, sînt angrenajele melcate. Dacă în cazul roților dințate de orice tip randamentele au valorile cunoscute (angrenaj cilindric cu dinți rectificați $\eta = 0{,}99$, cu dinți frezați fin $\eta = 0{,}985$, cu dinți frezați obișnuit $\eta = 0{,}98$, angrenaje conice $\eta = 0{,}97$ etc.) în cazul roților dințate hipoide și al angrenajului melcat, randamentul depinde de unele elemente constructive și necesită a fi calculat de la caz la caz.

Întrucît roțile hipoide se utilizează rar, se va insista numai asupra angrenajului melcat. Și în acest caz avem două situații și anume melcul conducător sau roata dințată conducătoare. Frecvent întîlnindu-se melcul conducător, se va analiza acest caz (fig. 6) Notațiile din această figură reprezintă :

β — unghiul de înclinare al spirei melcului la raza medie ;
α — unghiul de înclinare al flancului trapezoidal al spirei melcului ;
μ — coeficientul de frecare între materialele care alcătuiesc cuplul melc roată melcată ;
P — forța care acționează pe dintele roții paralel cu axa melcului creînd momentul de rotire al roții ;
T — forța ce acționează pe dintele roții paralel cu axa roții respectiv rezistența la rotirea melcului ;
N — forța de respingere între melc și roată melcată.

Prin rotirea melcului asupra sa vor acționa forțele P, T și N dirijate pe direcția axelor x, y, z. Aceste forțe apar ca o urmare a transmiterii forței Q între spira melcului și dintele roții melcate pe direcția liniei de angrenare în planul xoy.

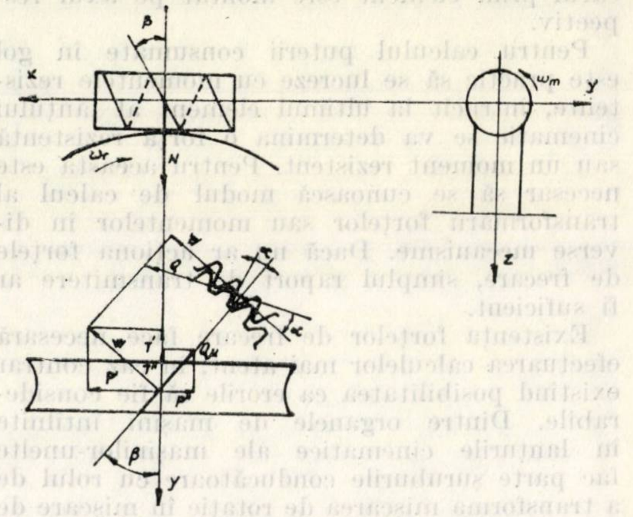


Fig. 6. Schema forțelor ce încarcă angrenajul melc roata melcată

Unghiul α poate fi aproximat cu unghiul de angrenare în plan axial al melcului și evident aproximația este cu atît mai bună cu cît unghiul β este mai mic.

Prin rotirea melcului forța de frecare $Q\mu$ are direcția indicată în figura 6.

Se vede că în cazul analizat $P = P' - P''$; $T = T' + T''$ și $N = Q \sin\alpha$.

Forța T se poate exprima prin $T = \frac{M}{r}$ unde

M — momentul la arborele melcului.
r — raza medie a melcului.

Conform schemei forțelor din figura 6 se poate calcula

$$P = Q\cos\alpha\cos\beta - Q\mu\sin\beta\,;$$

$$T = Q\cos\alpha\sin\beta + \mu Q\cos\beta$$

rezultă

$$Q = \frac{T}{\cos\beta\,(\cos\alpha\,\mathrm{tg}\beta + \mu)}$$

$$\text{și } P = \frac{\cos\alpha - \mu\,\mathrm{tg}\,\beta}{\cos\alpha\,\mathrm{tg}\,\beta + \mu}\cdot T$$

În mod similar din $N = Q$ din α rezultă :

$$N = \frac{T\sin\alpha}{\cos\beta(\cos\,\mathrm{tg}\,\beta + \mu)}$$

Dacă se notează v_{melc} viteza liniară la raza medie ca urmare a rotației melcului și $v_{roată}$ viteza cu care se rotește roata rezultă puterea consumată la melc $T\,v_{melc}$, iar puterea transmisă de roată $P\,v_{roată}$.

Întrucît $S = VT$ ($s =$ spațiu, $t =$ timp) putem observa că spațiul parcurs de un punct de pe melc la rotirea cu o rotație este πd_{melc}.

La o rotire a melcului cu o rotație un punct de pe cercul de rostogolire al roții melcate descrie un spațiu egal cu sp unde s este numărul de începuturi al melcului, iar p este pasul între spirele melcului.

În baza acestor considerații rezultă că:

$$\frac{v_{roată}}{v_{melc}} = \frac{sp}{\pi d} = \mathrm{tg}\,\beta$$

În acest caz randamentul angrenajului melcat exprimat ca raport al puterii transmise de roată către puterea aplicată la melc va rezulta:

$$\eta = \frac{P v_{roată}}{T v_{melc}} = \frac{\cos\alpha - \mu\,\mathrm{tg}}{\cos\alpha + \mu\,\mathrm{ctg}\,\beta}$$

Din cele arătate rezultă că pentru determinarea cît mai exactă a puterii absorbite în gol sau în sarcină de o mașină-unealtă sînt necesare calcule destul de laborioase și care trebuie să ia în considerare un număr mare de factori care iau parte la disiparea puterii transmise de motor. Din acest punct de vedere întocmirea unui algoritm care să permită analiza schemelor cinematice pe calculatorul electronic în vederea optimizării lor poate constitui un pas deosebit în creșterea productivității muncii de proiectare.

ÎRGUL
E LA LEIPZIG

PUBLICA DEMOCRATĂ
ERMANĂ

31 august 1975 — 7 septembrie 1975

LEIPZIG: UN MAGNET
PENTRU LUMEA TEHNICII

Informații privind călătoria precum și date asupra tîrgului se pot obține prin ONT-Carpați sau de la Secția comercială de pe lîngă Ambasada R. D. Germane din R. S. România, Cal. Dorobanților nr. 14, București.

CONDIȚII DE PREZENTARE A MANUSCRISELOR PENTRU REVISTA „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI"

1. *Textul* unui articol împreună cu desenele să nu depășească 15 pag. convenționale (de 2000 semne la 2 rînduri).

2. Articolul trebuie însoțit de un *rezumat de autor* de 1 000 de semne, pe o filă separată.

3. *Dactilografierea* se execută la 2 rînduri în pagini de numai 2 000 de semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei.

Pagina va avea o margine de 3 cm lățime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conform STAS suficient de mari și cu tuș.

4. *Desenele* se execută în tuș pe calc, la dimensiunile între formatele A 6 și A 4. Dacă sînt figurifoto, acestea trebuie să fie foarte clare și cu efectele de contrast foarte pronunțate.

5. *Toate figurile și tabelele* care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibă titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda ; legătura se face prin numărul lor conform borderoului. Aceste figuri se prezintă separat într-un plic adecvat.

6. *Tabelele* trebuie dactilografiate pe pagini separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

7. *Bibliografia* trebuie prezentată conform STAS nr. 6158—60 și anume :

Cărți : numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în limba română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului.

Periodice : numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în limba română), titlul periodicului precedat de cuvînt „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe), numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima și ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum se citează doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în limba română, titlul se scrie în traducere dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.

Bibliografia trebuie dactilografiată tot pe pagină separată de text.

Autorii trebuie să știe că în tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

8. *Predarea la redacție a manuscrisului dactilografiat* se face în două exemplare, din care un original și o copie.

Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de-al doilea rînd de fotografii cînd este cazul.

9. *Autorul trebuie să garanteze conținutul științific al articolului,* iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

10. *Conform regulilor editoriale* manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

11. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de Mașini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI GRELE.

Redacția revistei „Construcția de Mașini" Calea Victoriei nr. 133, sector 1, București.

12. Orice *informație și referințe* se pot obține la telefoanele : 50.31.30 (direct) și 50.40.90 sau 50.50.25 int. 253 sau 274. *Redactori :* Rodica Moldoveanu și Șerban Teodorescu.

În numerele viitoare ale revistei noastre vor apărea:

Nr. 9/1975: „Studii și cercetări în prelucrarea metalelor prin așchiere". Articolele aparțin unor specialiști de la: Institutul de cercetări și proiectări pentru mecanică fină și scule (ICPMFS), Institutul politehnic-București, Întreprinderea de strunguri — Arad.

Nr. 10/1975: „Probleme actuale ale cercetării în termoenergetică". Număr consacrat integral activității Institutului de cercetări și proiectări pentru echipamente termoenergetice (ICPET) — București

Nr. 11/1975: „Noutăți în sudarea și lipirea metalelor". Noi contribuții ale specialiștilor de la Institutul de sudare și încercări de materiale (ISIM) — Timișoara

Nr. 12/1975: „Deformarea plastică a metalelor". Număr editat în colaborare cu specialiștii din cadrul Institutului de cercetări și proiectări tehnologice pentru sectoare calde (ICPTSC) — București. O selecție din comunicările susținute la sesiunea cu aceeași temă, din iulie 1975.

Hüller

De la planificare pînă la piesa finită

Hüller găsește soluția pentru orice problemă privind finisarea. Utilizați vasta noastră experiență și cunoștințele noastre multiple în construcția mașinilor-unelte.

Pentru serii mari :

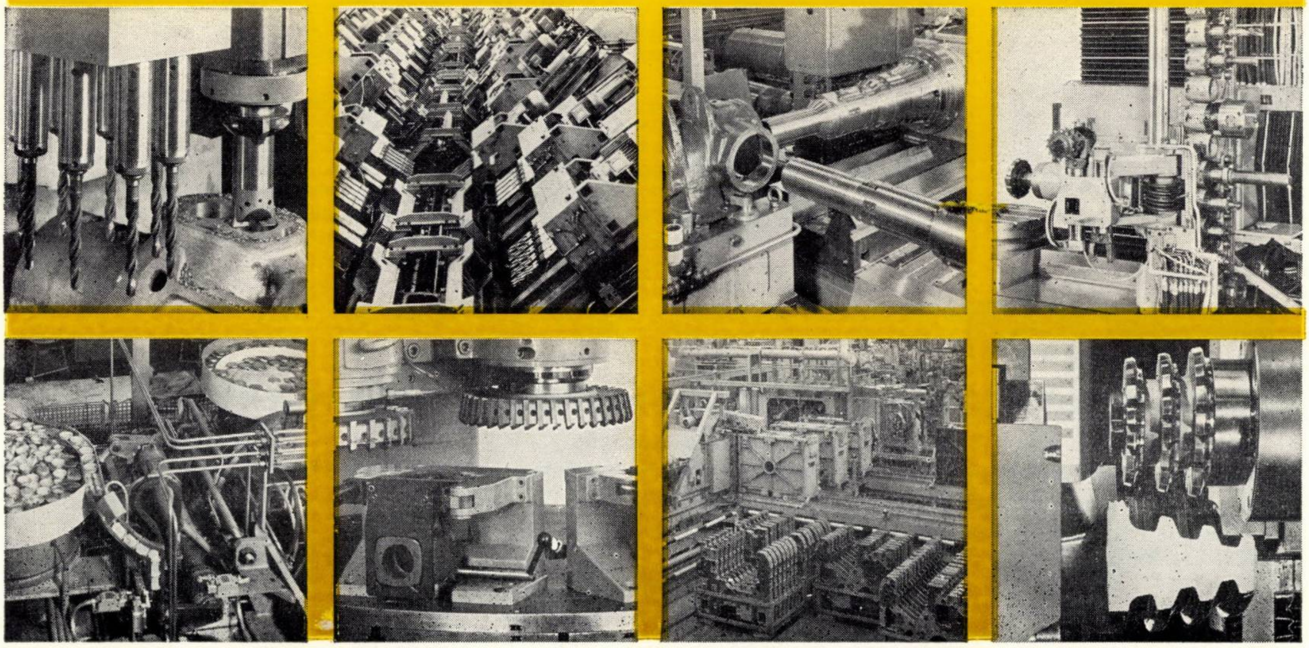
căi de transfer,
mașini speciale,
mașini pentru montaje,
căi de montaj
asamblate din unități de construcție normate.

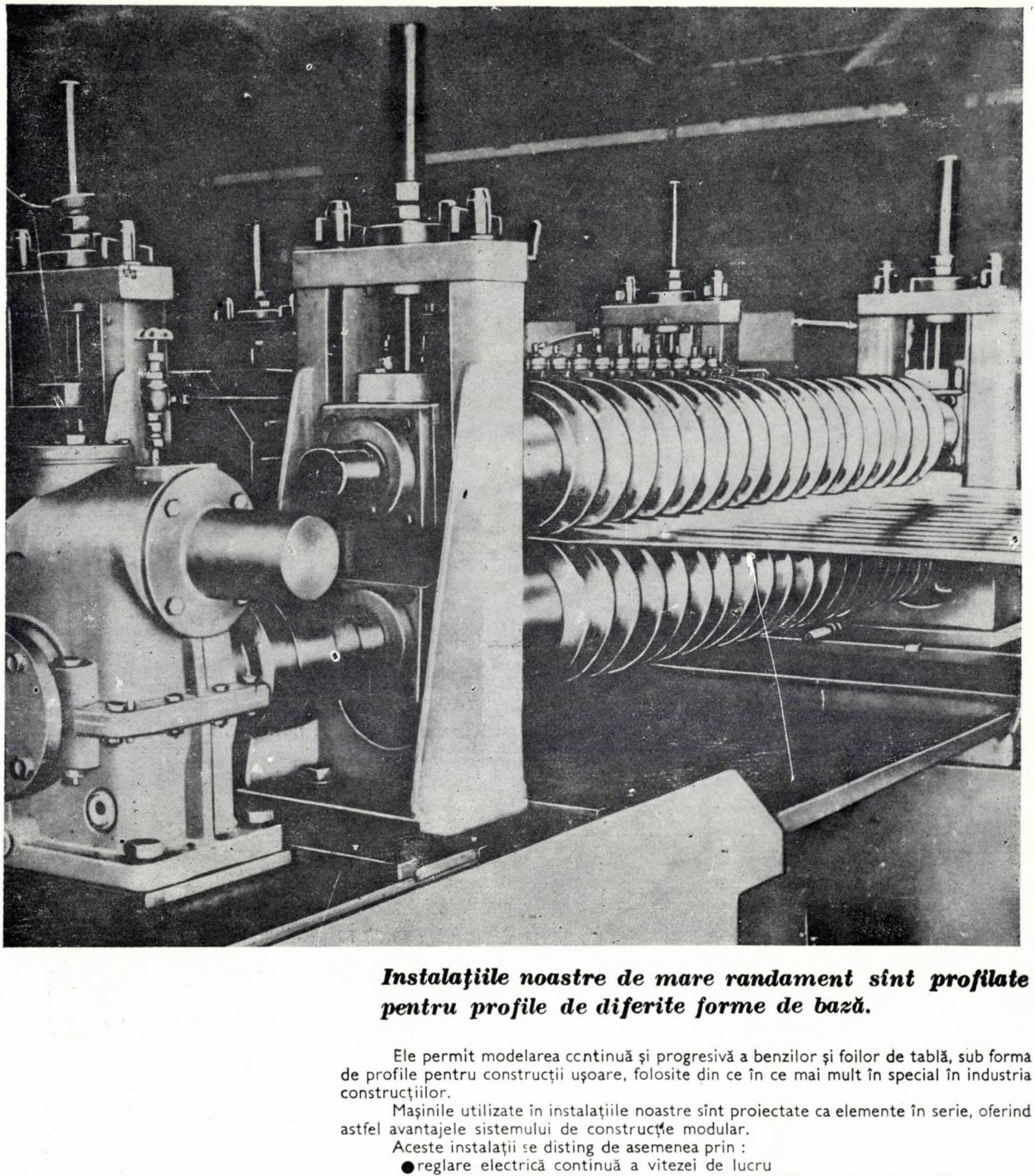
Pentru serii mici și mijlocii :

centre de prelucrare comandate numeric,
mașini standard.

Karl Hüller GmbH Fabrică de mașini-unelte
D-7140 Ludwigsburg NRF
Căsuța poștală 540
R.F.G.

Biroul technic de legătură
Firma COMEX, București, Str. Brezoianu 38, tel. : 13 78 56





Instalațiile noastre de mare randament sînt profilate pentru profile de diferite forme de bază.

Ele permit modelarea continuă și progresivă a benzilor și foilor de tablă, sub forma de profile pentru construcții ușoare, folosite din ce în ce mai mult în special în industria construcțiilor.

Mașinile utilizate în instalațiile noastre sînt proiectate ca elemente în serie, oferind astfel avantajele sistemului de construcție modular.

Aceste instalații se disting de asemenea prin :

- reglare electrică continuă a vitezei de lucru
- reglare maximă a înălțimii și așezare pe rulmenți a axurilor de profilare
- posibilitate rapidă și simplă de înlocuire a sculelor
- construcție robustă a cajelor de profilat și a acționărilor.

Adresați-vă în scris firmei noastre : vă stăm întotdeauna cu plăcere la dispoziție cu consultații în ce privește alegerea celei mai adecvate instalații de profilare.

SKET

VEB SCHWERMASCHINENBAU-KOMBINAT ›ERNST THÄLMANN‹ MAGDEBURG

DDR - 3011 Magdeburg

Exportator : INVEST EXPORT
Volkseigener Aussenhandelsbetrieb der Deutschen Demokratischen Republik
DDR-108 Berlin, Johannes — Dieckman — Strasse 7 — 9

Informații : Ambasada R.D.G. din R. S. România. Secția comercială
TKB INVEST EXPORT
BUCUREȘTI 59. Str. Compozitorilor nr. 30, Sc. A

La „Tîrgul de Toamnă Leipzig 1975'' expunem în hala 6

PUBLICOM

Noul laminor tandem la rece, cu şase montanţi, al societăţii Rasselstein are o viteză de 2400 metri/minut...

...şi cu rulmenţi Timken pe valţurile de lucru.

Societatea Rasselstein AG a sporit capacitatea de producţie la Andernach, în R.F. Germania, prin instalarea primului laminor tandem la rece, cu şase montanţi, din Europa. Această nouă uzină constituie cel mai complet automatizat laminor la rece din lume.

Laminorul a intrat în funcţiune la începutul anului 1972, producînd tablă de oţel subţire şi tablă de cositor. Capacitatea maximă de debobinare este de 46 tone. Viteza maximă de 2400 metri pe minut face din această instalaţie una din cele mai rapide laminoare din lume.

Pentru echiparea valţurilor de lucru, cu un diametru de 615 mm, ai agregatului, Societatea Rasselstein a specificat rulmenţi cu patru rînduri de role conice şi cu alezaj cilindric. Rulmenţii Timken au fost aleşi fiindcă experientă a arătat că ei dau cea mai bună performanţă de durată infinită.

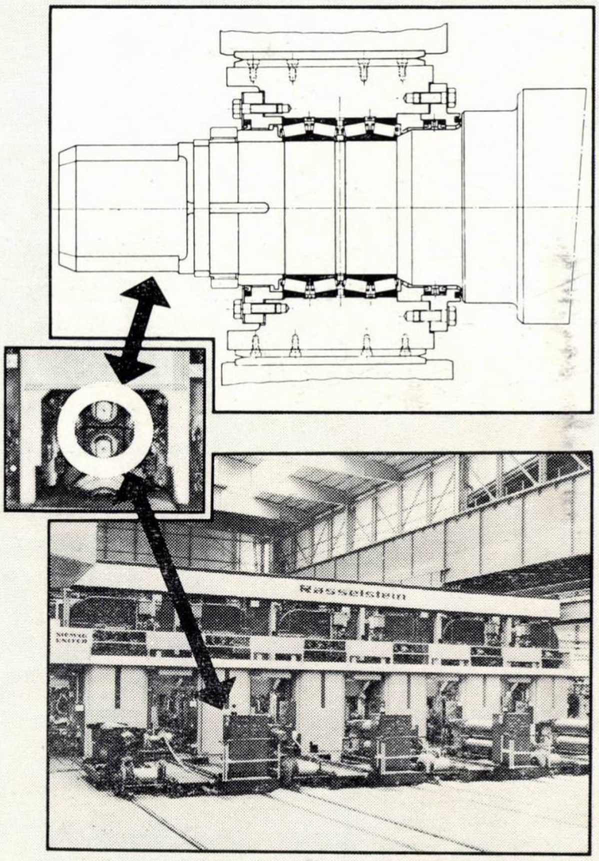
« **Datorită calităţii lor superioare, rulmenţii Timken, sînt ideali pentru laminare de mare viteză.**»

Societatea Timken invită constructori şi utilizatori de laminoare să intre în legătură cu birourile sale pentru a obţine îndrumări competente cu privire la laminoare de *orice* configuraţie.

Oferim 75 de ani de experienţă în materie de rulmenţi cu role conice, precum şi selecţia cea mai completă din lume de rulmenţi cu role conice de înaltă calitate. Ne va face plăcere să primim cereri de informaţii dela dumneavoastră.

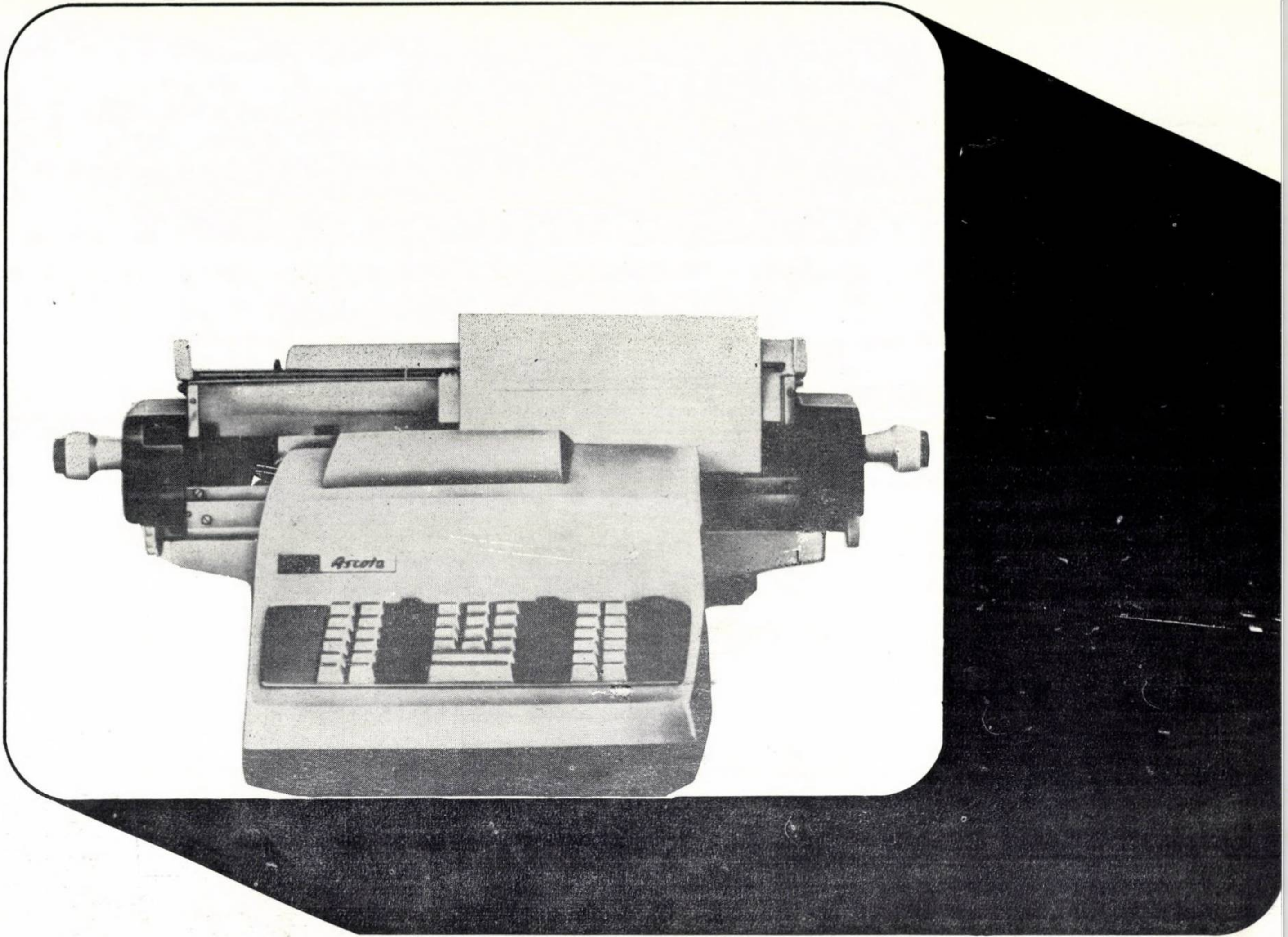
Pentru amănunte suplimentare, inclusiv o analiză a aplicaţiilor dumneavoastră ale rulmenţilor pentru laminoare — scrieţi la « Service des Etudes-Application », la adresa mai jos.

Timken France — sucursala societăţii The Timken Company, B.P. 191, 68003 — Colmar, France.



Rulmenţii Timken se vînd în 133 de ţări. Se fabrică în Franţa, Africa de Sud, Australia, Brazilia, Canada, Marea Britanie şi U.S.A.

TIMKEN®
MARCA DEPUSĂ
RULMENTI CU ROLE CONICE



Büromaschinen-Export
GmbH Berlin
DDR - 108 Berlin
Friedrichstrasse 61
Deutsche Demokratische
Republik

bme

DARO

1353

SE POATE FOLOSI RAŢIONAL ORIUNDE TREBUIE O EVIDENŢĂ CONTABILĂ

şi la evaluarea rapidă a datelor. Pentru decizii bine fondate în economie "DARO 1353", automat de contabilizare de mare randament produce suporturi de date citibile cu maşina sub forma - atît de avantajoasă - a benzilor perforate. Datele pot fi prelucrate pe loc, la centru, din cele mai diferite criterii, cu un aparat electronic. Combinarea operaţiilor de contabilizare, calcul şi perforare într-un singur proces de lucru reduce sensibil timpul unei înregistrări descentralizate. Solicitaţi informaţii amănunţite.

Se livrează cu 2, 4 sau 6 dispozitive de soldare, cu o capacitate de înregistrare şi calcul de 12/12 poziţii. Indeplineşte automat numeroase funcţii cu ajutorul unui tambur de comandă şi a benzii cu program. Dispozitivul de control al cifrelor elimină orice greşeală la introducerea datelor. Viteza de perforare este de 50 semne/s. Prin codificări variabile ale benzii perforate în sistemele de 5-8 canale, aparatul este compatibil cu orice aparat de prelucrare electronică a datelor.

PUBLICOM

MACHINOEXPORT

Ferăstrău mecanic
ON - 163 - 01

Exportator :

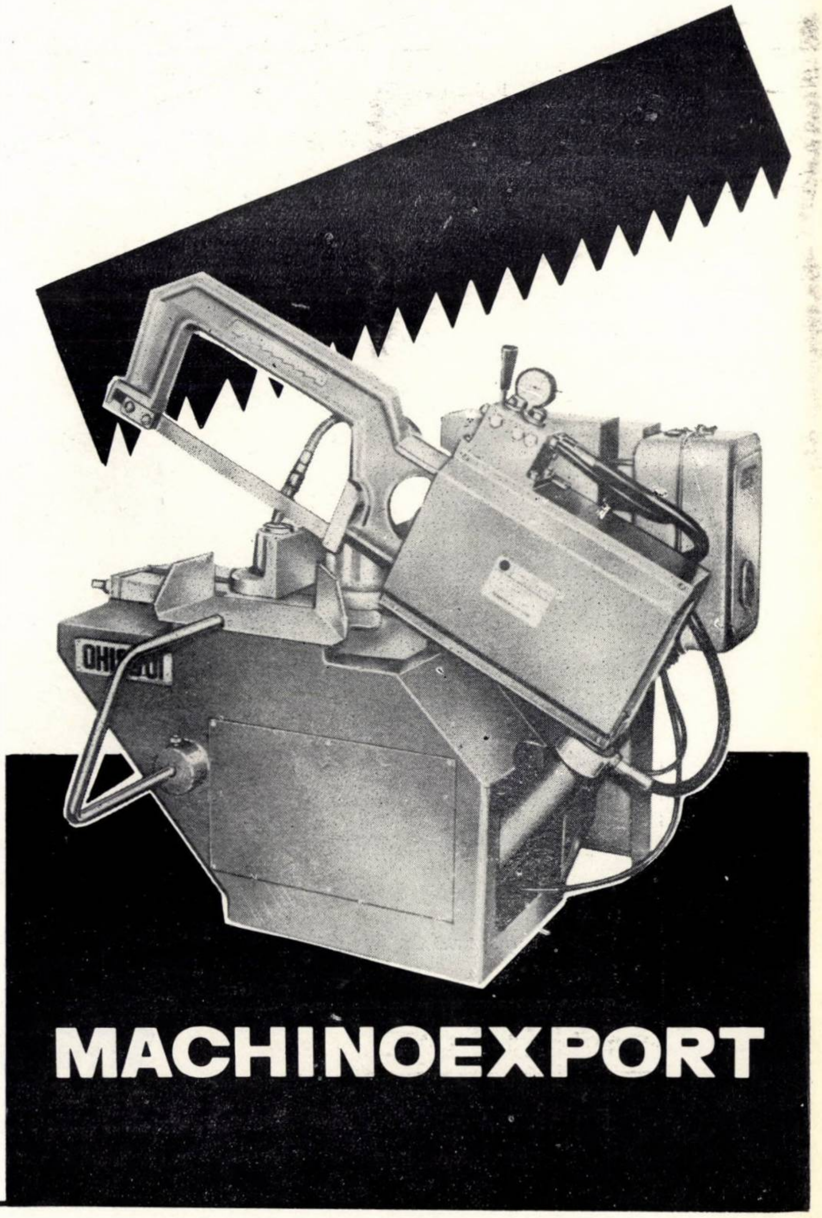
MACHINOEXPORT — S.A.R.L.
Sofia, str. Aksakov nr. 5
Tel : 88.53.21
Telex : 22—425
Telegrame : MACHINOEXPORT — Sofia

Ferăstrăul mecanic ON — 163 — 01 se foloseşte la tăierea profilurilor rotunde, drepte şi corniere în metale feroase şi neferoase, în cele mai obişnuite dimensiuni. Poate executa tăieturi oblice pînă la 45°. Transmisia complet mecanizată îndeplineşte toate mişcările de lucru şi avans.

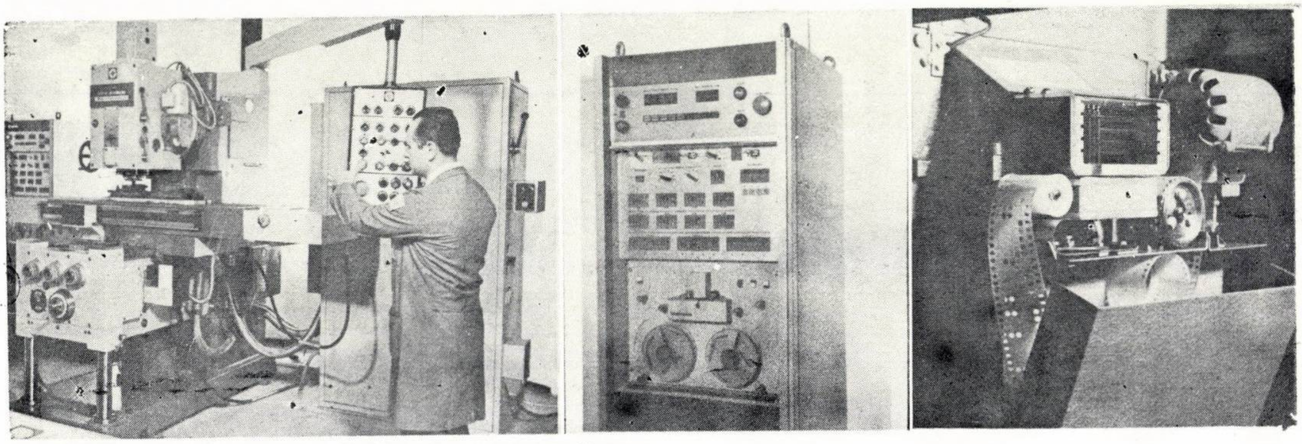
ON—163—01 este o maşină ieftină şi de greutate redusă şi se poate folosi oriunde este nevoie de operaţii de tăiere, deoarece se manevrează foarte uşor. Se recomandă în special pentru utilizarea în întreprinderi mici, ateliere etc.

Caracteristici tehnice :

1 Secţiunea maximă de tăiere :	
— rotundă	Ø 170 mm
— pătrată	150×150 mm
2. Secţiunea maximă de tăiere sub 45°	Ø 110 mm
3. Lungimea ferăstrăului	350 mm
4. Cursa pînzei	100 mm
5. Numărul de curse duble ale pînzei	160 curse duble/min
6. Puterea motorului electric principal	0,75 KW
7. Greutatea totală	300 kg

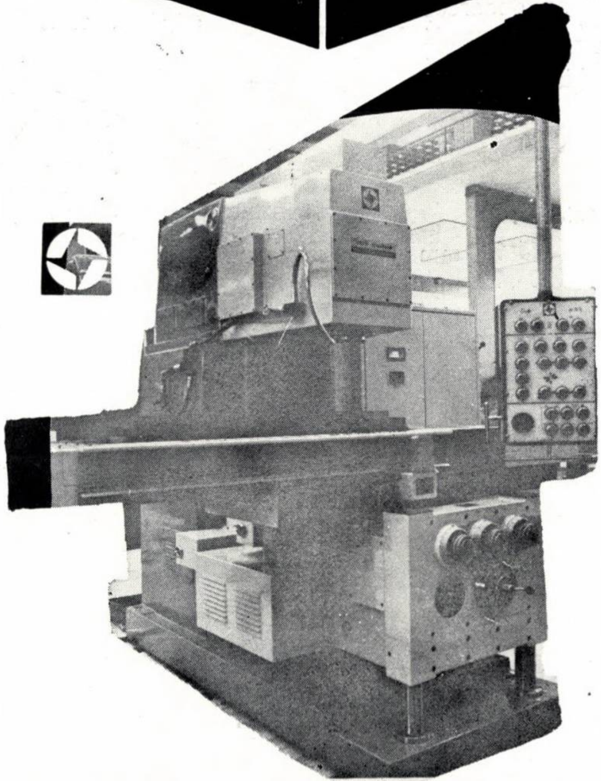


PUBLICOM



DINTRE MAŞINILE DE FREZAT MODERNE:
NOILE MAŞINI DE FREZAT CU CONSOLĂ SATISFAC CELE MAI MARI EXIGENŢE

FD 32 H U V FD 40 H U V



- Trei variante de execuţie: orizontal, universal şi vertical;
- dotare bogată cu accesorii speciale;
- înaltă precizie şi mare randament;
- deservire simplă precum şi un înalt nivel estetic;

vă oferă maşinile de frezat seria FD.

		FD 32	FD 40
Suprafaţa de prindere a mesei:	mm	450 x 1450	560 x 1800
Puterea motorului arborelui portfreză:	kw	14	25

Producătorul poate oferi trei variante ale regimului de lucru:

- Funcţionare în ciclu automat, inclusiv cicluri rectangulare.
- Comandă program a curselor cu benzi perforate
- Comandă numerică a maşinii

Strojimport

Strojimport S.p.A., Vinohradska 184
130—52 Praha 3; telex 12 22 41

Publicom

Transportabile cînd şi unde doriţi

Agregate diesel mobile CKD tipurile GAP şi PDC

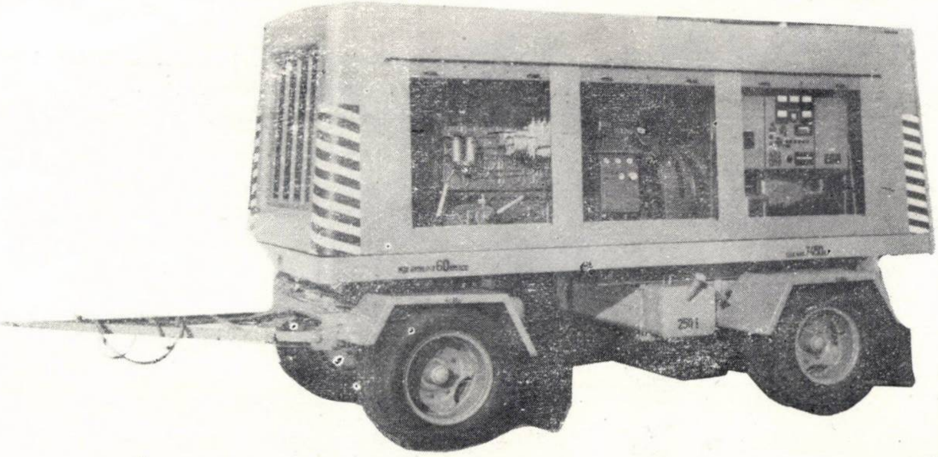
Agregatele diesel mobile sînt produse de concernul CKD Praga, în două variante:

- tipul GAP cu puteri de 23; 35; 48 și 73 kVA, dotate cu motoare CKD S 110;
- tipul PDC cu puteri de 140 și 200 kVA, dotate cu motoare CKD S 160.

La ambele tipuri fiabilitatea funcţionării este asigurată în cele mai grele condiţii de teren sau climă prin sisteme de protecţie împotriva intemperiilor.

Sursă de energie indispensabilă:

- pe orice șantier;
- în prospecţiuni geologice;
- în gospodăriile agricole.



Nu uitaţi!

Agregatele diesel GAP și PDC vă furnizează necesarul de energie, independent de reţeaua de distribuţie, chiar în locul unde aveţi nevoie

Agregatele diesel GAP și PDC s-au livrat pînă în anul 1972 sub marca SKODA. Uzinele producătoare de motoare diesel și de agregate comasîndu-se cu concernul CKD Praga, aceste motoare și agregate se produc în prezent exclusiv sub marca CKD în forma iniţială.

- Vă rugăm să ne vizitaţi la expoziţia noastră din cadrul "Tîrgului internaţional pentru construcţii de maşini" de la BRNO, între 10 şi 18 septembrie 1975.

Informaţii mai amănunţite asupra agregatelor diesel mobile GAP și PDC puteţi cere de la exportator:

pragoinvest

Căsuţa poștală 890
Praga-Cehoslovacia

PUBLICOM

MAŞINA DE ÎNCĂRCAT BOLOVANI

PPN 1S

LOPATA MECANICĂ, ACŢIONATĂ PNEUMATIC

- pentru încărcarea bolovanilor sfărîmicioşi de circa 35o mm din galeriile înalte de cel puţin 2,3 m şi unghiul de înclinare de 8°;
- funcţionează pe şine de diverse lărgimi;
- este prevăzută cu pulverizator pentru îndepărtarea prafului.

Cereţi informaţii mai amănunţite la adresa următoare:

V/O MACHINOEXPORT

☎ 147-15-42 SSSR MOSKVA 117330 MOSKVA V-330 MACHINOEXPORT 7207

PUBLICOM

ROMANIAN INTERNATIONAL ADVERTISING COMPANY

PUBLICOM

In the Romanian Market there is a powerful competition between foreign firms wishing to sell their goods.

DO YOU WISH TO SELL IN ROMANIA ?

Then in the first place, INFORM the people that make the very proposals for the import plans — THE END—USERS—of the import products!

HOW? WHEN? BY WHICH MEANS? IN WHICH FORMS?

PUBLICOM

Romanian International Advertising Agency ● Bucharest ● 22, N. Bălcescu Blvd. ● Cables: PUBLICOM, Telex 374, Telephon: 139883

is an agency specialized in the problems of the Romanian market, which by examining your offer can recommend you and execute for you the most efficient advertising under the specific conditions in the Romanian market.

- staging of specialized and branch exhibition followed or not by technical demonstration.
- organization of technical lectures with or without display of samples, film shows and projection of slides, studies of offers and selection of end-users, invitation to conference and lectures.
- interpreters and demonstrations.
- printing of catalogues, prospectuses, folders, leaflets posters, offers and invitations etc.
- translation and duplication of texts
- publicity in Romanian dailies and periodicals the specialized press included.
- publicity over the radio and television services and through the cinema.
- business cocktail parties
- photo publicity services
- billposting and boardposting in the streets, stadiums, sports halls, airports and public vehicles, in health and holiday resorts.
- illuminated signs

PUBLICOM — your publicity counsellor in the Romanian market.

1975 OCT 12

E 3279

66

R

g.

REFERÁLVA

CONSTRUCTIA DE MAȘINI

9

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXVII • nr. 9 • SEPTEMBRIE 1975

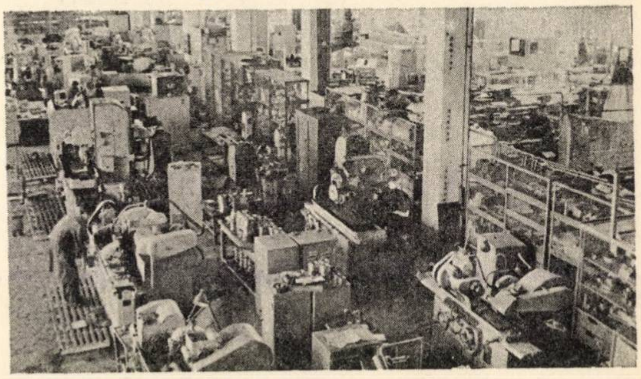
Institutul
de cercetări si proiectări tehnologice
pentru industria construcţiilor de maşini

Şos. Olteniţei 105, sector 5, Bucureşti
telefon : 83 21 70 —— telex : 11 798

ICPTCM

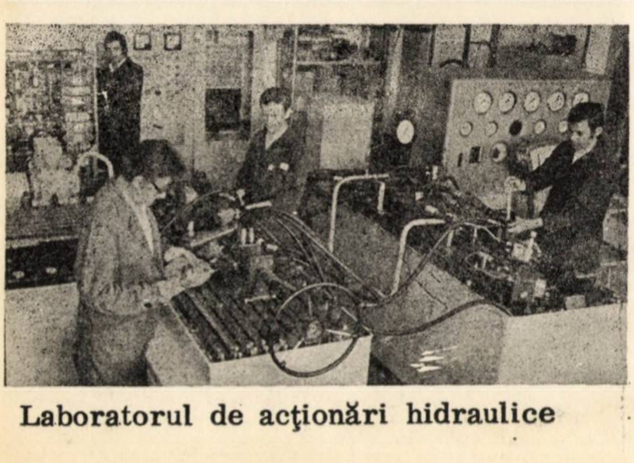
ACTIVITATI

- Cercetări şi experimentări de procedee tehnologice noi pentru industria constructoare de maşini
- Proiectarea de tehnologii pentru piese, subansambluri sau produse, inclusiv proiectarea maşinilor speciale, a liniilor, a dispozitivelor şi a sculelor aferente
- Execuţie de echipamente tehnologice proiectate şi asistenţă tehnică pentru punerea lor în funcţiune



Vedere parţială din baza de execuţie
Sectorul prelucrări mecanice

Laboratorul de organe de maşini



Laboratorul de acţionări hidraulice

PENTRU URMATOARELE DOMENII DE ACTIVITATI PRINCIPALE :

- **Prelucrări mecanice prin aşchiere**
- **Prelucrări prin tehnologii neconvenţionale (electroeroziune, electrochimie, laser, fascicul de electroni etc.)**
- **Stanţare şi deformări plastice la rece**
- **Acoperiri galvanice şi vopsire**
- **Montaj mecanizat şi automatizat**
- **Control de calitate, fiabilitate**
- **Standuri de probe**
- **Acţionări hidraulice şi pneumatice, sisteme, elemente, logică fluidică, roboţi etc.**
- **Organe de maşini de uz general (angrenaje, mecanisme, materiale noi, frecare, ungere, vibraţii)**
- **Organizarea proceselor de fabricaţie în atelierele de prelucrări şi montaj**
- **Codificarea informaţiilor pentru prelucrarea automată a datelor**
- **Balanţarea capacităţilor de producţie**
- **Planificare, programare, urmărire a producţiei**
- **Tehnologii tipizate şi normative de timp**

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI GRELE
ANUL XXVII, Nr. 9, SEPTEMBRIE 1975

CUPRINS

STUDII ȘI CERCETĂRI ÎN PRELUCRAREA METALELOR PRIN AȘCHIERE

DUMITRAȘ, C., AELENEI, M: **Contribuții la studiul analitic al vitezei de așchiere în raport cu parametrii geometrici ai sculei și cu regimul de așchiere** 441

RUSU, ȘT: **Coeficienți de însumare în mtoda probabilistică de calcul al adaosurilor de prelucrare în construcția de mașini** 444

NEAGU, C., BĂDESCU, GH: **Prelucrarea suprafețelor sferice prin strunjire și frezare.** 450
A. Abaterile de la sfericitate la prelucrarea suprafețelor sferice prin strunjire. 450
B. Cinematica prelucrării suprafețelor sferice prin frezare 453
C. Cercetări privind abaterile de la sfericitate în cazul prelucrării suprafețelor sferice prin frezare. 455
D. Influența corelației dintre turația sculei și turația piesei asupra rugozității suprafețelor sferice prelucrate prin frezare 438

VLASE, A: **Considerații asupra deformațiilor plastice la așchierea oțelurilor inoxidabile în lumina teoriei dislocațiilor.** 460

PAY. EUG: **Asupra corelației dintre erori la prelucrarea cu freza melc-modul.** 462

ELEKEȘ, C: **Rezultate cu privire la optimizarea parametrilor de așchiere a broșelor** 469

MATERIALE DOCUMENTARE

VLASE, A. **Durabilitatea sculelor la așchierea oțelurilor inxoidabile** 476

RUSU, ȘT: CORNEA, T: **Utilizarea calculatoarelor numerice pentru determinarea valorilor pragului de stabilitate dinamică a mașinilor-unelte** 478

⁂ **TÎRGURI ȘI EXPOZIȚII** 483

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor rubrică: RODICA MOLDOVEANU

SUMAR

CZ ; 621.91.07.001.2

Dumitraș, C., Aelenei, M : **Contribuții la studiul analitic al vitezei de așchiere în raport cu parametrii geometrici ai sculei și cu regimul de așchiere.**

Construcția de mașini, 27(1975), nr. 9, p 441

CZ ; 519.21 ; 621.9

Rusu, Șt : **Coeficienți de însumare în metoda probabilistică de calcul al adaosurilor de prelucrare în construcția de mașini.**

Construcția de mașini, 27(1975), nr. 9, p. 444

CZ ; 621.7 ; 621.91.07 ; 621.914

Neagu, C., Bădescu, Gh : **Prelucrarea suprafețelor sferice prin strunjire și frezare**

Construcția de mașini, 27(1975), nr. 9, p. 450—459

CZ ; 621.91.07 ; 669.14.018.8

Vlase, A. : **Considerații asupra deformațiilor plastice la așchierea oțelurilor inoxidabile în lumina teoriei dislocațiilor**

Construcția de mașini, 27(1975), nr. 9, p. 460

CZ ; 621.914.6.001.2

Pay, Eug : **Asupra corelației dintre erori la prelucrarea cu freza melc-modul.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 9, p. 43

CZ ; 621.91.07 ;621.919

Elekeș, C : **Rezultate cu privire la optimizarea parametrilor și așchierea broșelor**

Construcția de mașini, 27(1975), nr. 9, p. 469

CZ ; 621.91.07 ;669.14.018.8

Vlase, A : **Durabilitatea sculelor la așchierea oțelurilor inoxidabile**

Construcția de mașini, 27(1975), nr. 9, p. 476

CZ ; 681 31 ; 621.9

Rusu, Șt., Cornea, T : **Utilizarea calculatoarelor numerice pentru determinarea valorilor pragului de stabilitate dinamică a mașinilor-unelte**

Construcția de mașini, 27(1975), nr. 9, p. 478

Revista ,,CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini Grele din Republica Socialistă România. Redacția la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcțiilor de mașini grele, cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30. ; sau 50.40.90 și 50.50.25/interior 253. Instituțiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poștal la ICPTCM, șos. Olteniței nr. 105, București, Sector 5, pentru revista ,,Construcția de mașini". Tarif pentru instituții și întreprinderi : lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni și ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică ,,Informația", București, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 245

Taxele poștale plătite în numerar pentru anul 1975, ***conform*** *aprobării C.P.T. nr.* 137/6332/1974.

41.042

CONTENTS

DC ; 621.91.07.001.2

Dumitraş, C. : *Aelenei, M.* : **Contributions to the analytical study of cutting speed in relation with geometrical tool parameters and cutting system**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 9, p. 441

DC ; 519.21 ;621.9

Rusu, Şt. : **Summation ratios in the probability calculation method of the machining allowances in machine building**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 9, p. 444

DC ; 621.7 ;621.91.07 ;621.914

Neagu, C., Bădescu, Gh. : **Machining spherical surfaces through turning and milling**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 9, p. 450–459

DC ; 621.91.07 ;669.14.018.8

Vlase, A. : **Considerations on the plastic deformation in stainless steel cutting from the point of view of dislocations theory**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 9, p. 460

DC ; 621.914. 6.001.2

Pay, Eug. ; **On errors correlation in machining with generating involute gear cutter**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 9, p. 462

DC ; 621.91.07 ;621.919

Elekeş, C. : **Results concerning the optimization of cutiing parameters of broaches**

Construcţia de maşini 27 (1975), nr. 9,p. 469

DC ; 621.91.07 ; 669. 14.018.8

Vlase, A. : **Tools durability in stainless steel cutting**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 9, p. 476

DC ; 681.31 ;621.9

Rusu, Şt. ; *Cornea, T.* : **Use of digital computers in determining the value of dynamical stability threshold of machine-tools**

Construcţia de maşini, 27(1975), nr. 9, p. 478

SOMMAIRE

CD ; 621.91.07.001.2

Dumitraş, C., Aelenei, N. : **Contributions à l'étude analytique de la vitesse de coupe en rapport avec les paramètres géométriques de l'outil et avec le régime de coupe.**

Construcţia de maşini, 27(1975), nr. 9, p. 441

CD ; 519.21 ; 621.9

Rusu, Şt. : **Coefficients d'addition dans la méthode basée sur le calcul des probabilités, appliquée dans le calcul des suppléments d'usinage dans l'industrie de constructions mécaniques**

Construcţia de maşini, 27(1975), nr. 9. p. 444

CD ; 621.7 ;621.91.07 ;621.914

Neagu, C., Bădescu, Gh : **Usinage des surfaces sphériques par tournage et par fraisage.**

Construcţia de maşini. 27(1975), nr. 9, p. 450–459

CD ; 621.91.07 ;669.14.018.8

Vlase, A : **Considérations lors de la coupe des aciers inoxidables, du point de vue de la théorie des dislocations.**

Construcţia de maşini, 27(1975), nr. 9, p. 460

CD ; 621.914.6.001.2

Pay, Eug : **Des corrélations entre les erreurs d'usinage avec la fraise–mère hélicoïdale.**

Construcţia de maşini, 27(1975), nr. 9, p. 462

CD ; 621.91.07 ; 621

Elekeş, C : **Résultats concernant l'optimisation des paramètres de coupe des broches.**

Construcţia de maşini, 27(1975), nr. 9. p. 469

CD ; 621.91.07 ;669.14.018.8

Vlase, A : **Durée d'usage des outils lors de la coupe des aciers inoxidables.**

Construcţia de maşini, 27(1975), nr. 9, p. 476

CD ; 681.31 ;621.9

Rusu, Şt. Cornea, T : **Utilisation des ordinateurs numériques pour la détermination des valeurs de stabilité dynamique des machines-outils.**

Construcţia de maşini, 27(1975), nr. 9. p. 478

INHALTSVERZEICHNIS

DK ; 621.91.07.001.2

Dumitraş, C. Aelenei, M. ; **Beitrage zum analytischen Studium der Schnittgeschwindigkeit in Verhältnis mit den geometrischen Werkzeugparametern und mit dem Schnittbetrieb**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 9, S. 441

DK ; 519.21 ;621.9

Rusu, Şt. : **Summationskoeffizienten in der probabilistischen Rechenmethode der Bearbeitungszugaben im Maschinenbau**

Construcţia de maşini, 27(1975), nr. 9, S. 444

DK ; 621.7 ;621.91.07 ;621.914

Neagu, C. ; *Bădescu, Gh.* : **Kugelflächenbearbeitung durch Drehen und Frasen**

Construcţia de maşini, 27(1975), nr. 9. S. 450–459

DK ; 621.91.07 ;669.14.018.8

Vlase, A. : **Betrachtungen über der zähen Verformung von nichtrostendem Stahl im Licht der Versetzungstheorie**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 9, S. 460

DK ; 621.914. 6. 001.2

Pay, Rug. : **Uber der Fehlerkorrelation bei der Bearbeitung mit dem Modulschneckenfräser**

Construcţia de maşini, 27(1975), nr. 9, S. 462

DK ; 621.91.07 ;621

Elekeş, C : **Ergebnisse von Schnittparameteroptimierung der Räumnädel**

Construcţia de maşini, 27(1975), nr. 9, S. 469

DK ; 621. 91.07 ;69.14.018.8

Vlase, A. : **Werkzeugdauer beim Schnitt michtrestender Stahler**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 9, S. 476

DK ; 681.31 ;621.9

Rusu, Şt. ; *Cornea, T.* : **Einsatz numerischer Rechner für die Festlegung der dynamischen Stabilitätsschwellenwerte von Werkzeugmaschinen**

Construcţia de maşini, 27(1975), nr. 9, S. 478

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.91.07.001.2

Думитраш, К., Аеленей, М. **Вклады на аналитическое исследование скорости резания в соответствии с геометрическими параметрами инструмента и режимами резания.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), 9, стр 441

ДК 519.21 ;621.9

Русу, Шт.: **Коэффициенты суммирования в метод теорий вероятностей перерабатывающих добавлением на машиностроение**

Construcţia de maşini, 27(1975), 9, стр 444

ДК 621.7 ;621.91.07 ;621.914

Неагу, К., Бэдеску, Гх.: **Переработка сферических поверхностей при точение и фрезерование.**

Construcţia de maşini, 27(1975), 9. стр 450–459

ДК 621.91.07 ;669.14.018.8

Власе, А. **Соображения о пластических деформациях но резание нержавеющих сталей сквозь призму теорий смещения.**

Construcţia de maşni, 27(1975), 9, стр 460

ДК 621.914.6.001.2

Пай, Еуг.: **О связь между ошибками на переработка с фрезерным станком червяк -модуль.**

Construcţia de maşini, 27, (1975), 9, стр 462

ДК 621.91.07 ;621

Елекеш, К.: **Результаты в связу с оптимизацией параметров резания душников.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), 9, стр 469

ДК 621.91.07 ;669.14.018.8

Власе, А.: **Продолжительность орудией на резание нержавеющих сталей.**

Construcţia de maşini, 27(1975), (9) стр 476

ДК 681.31 ;621.9

Русу, Шт., Корнеа, Т.: **Использование численных калькуляторов для определения стоимостей порога динамического устойчивости станков.**

Construcţia de maşini, 27(1975), 9. стр 478

STUDII ŞI CERCETĂRI ÎN PRELUCRAREA METALELOR PRIN AŞCHIERE

CZ; 621.91.07.001.2

Contribuţii privind studiul analitic al vitezei de aşchiere în raport cu parametrii geometrici ai sculei şi regimul de aşchiere

Dr. ing. **C. Dumitraş** — – Institutul politehnic=Bucureşti
Ing. **M. Aelenei** — Institutul de cercetări şi proiectări de mecanică fină şi scule – (ICPMFS) – Bucureşti

Cercetarea legilor privind influenţa vitezei de aşchiere şi a parametrilor geometrici ai sculei asupra procesului de formare şi desprindere a aşchiei constituie una din principalele probleme ale teoriei aşchierii şi ale construcţiei sculelor aşchietoare [1, 2, 3, 4].

Analizînd punctul material ΔS (fig. 1), se constată că înainte de a pătrunde în zona deformării plastice P_1OP_2 şi $P'_1OP'_2$ unde are loc procesul de formare a aşchiei, punctul respectiv capătă o mişcare de rotaţie în raport cu axa semifabricatului, a cărei mărime este dată de relaţia :

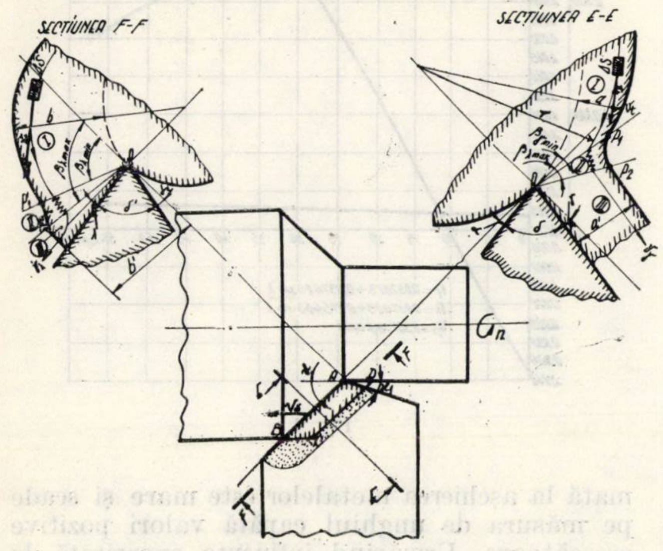


Fig. 1

$$V_t = \frac{2\,\pi\, rn}{1.000}\ \text{m/min} \tag{1}$$

unde:

V_t reprezintă viteza tangenţială de rotaţie a punctului în raport cu axa piesei în m/min ;
r — distanţa dintre axa de rotaţie şi punctul material considerat, în mm ;
n — numărul de rotaţii, în rot/min.

În momentul pătrunderii punctului material (ΔS) în zona deformării plastice P_1OP_2 şi $P'_1OP'_2$, traiectoria descrisă de către punctul respectiv capătă o formă sinuoasă, iar viteza iniţială de rotaţie (V_t) se modifică datorită deformării plastice a stratului de metal aşchiat.

După ieşirea din zona deformării plastice P_1OP_2 şi $P'_1OP'_2$, punctul material (ΔS), cuprins în elementul de aşchie format, capătă o deplasare simultană după direcţia normală şi de-a lungul tăişului sculei.

Stabilirea ecuaţiilor analitice pentru determinarea mărimii vitezei de deplasare a punctului material (ΔS) pe suprafaţa de degajare a sculei, după direcţiile considerate, se face cu ajutorul descompunerii vitezei de aşchiere (V_{as}) după un sistem de axe de referinţă $Ox''y''z''$, rezultat din sistemul de referinţă iniţial $(oxyz)$, prin rotirea în jurul axei Oy cu unghiul γ, în jurul axei Ox cu unghiul λ şi în jurul axei Oz cu unghiul χ (fig. 2).

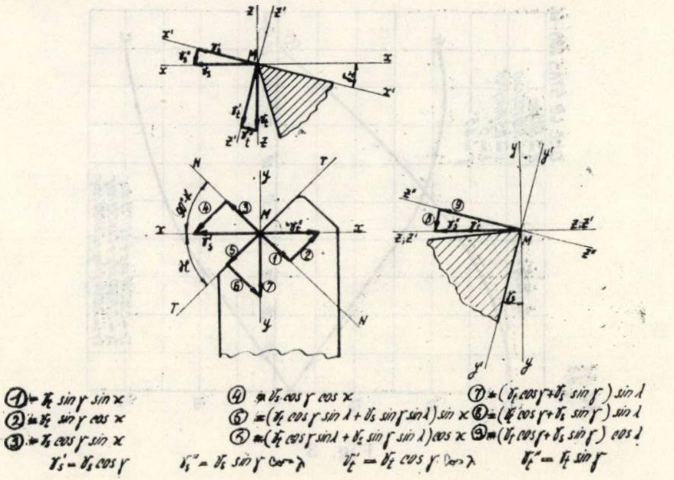

x
y
z
x'
z'
x''
z''
y'
y''
T
N
①
②
③
④
⑤
⑥
⑦
⑧
⑨
① = v_t sin γ sin χ
② = v_t sin γ cos χ
③ = v_s cos γ sin χ
④ = v_s cos γ cos χ
⑤ = (v_t cos γ sin λ + v_s sin γ sin λ) sin χ
⑥ = (v_t cos γ sin λ + v_s sin γ sin λ) cos χ
⑦ = (v_t cos γ + v_s sin γ) sin λ
⑧ = (v_t cos γ + v_s sin γ) sin λ
⑨ = (v_t cos γ + v_s sin γ) cos λ
v_s' = v_s cos γ
v_s'' = v_s sin γ cos λ
v_t' = v_t cos γ cos λ
v_t'' = v_t sin γ

Fig. 2

Descompunerea vitezei punctului material (ΔS), care se confundă în acest caz cu viteza de aşchiere V_{as} după sistemul de axe $O\,x''y''z''$, conduce la relaţii :

$$V_\gamma = k_v\,[v(_t\sin\gamma\sin\chi + \cos\,\gamma\sin\gamma\,\cos\,\varkappa) + \\ + v_s\,(\sin\,\gamma\sin\,\lambda\cos\,\chi - \cos\,\gamma\sin\varkappa)] \tag{1}$$

$$v_\lambda = k_v\,[(\cos\gamma\sin\,\lambda\sin\,\varkappa - \sin\gamma\,\cos\varkappa)\,v + \\ + v_s(\sin\gamma\sin\,\lambda\sin\,\mathrm{x} + \cos\,\gamma\,\cos\varkappa)] \tag{2}$$

$$v_{\gamma\lambda} = k_v\,[(v_t\cos\gamma + v_s\,\sin\gamma)\cos\,\lambda] \tag{3}$$

unde:

V_γ şi V_λ reprezintă viteza de deplasare a elementului de aşchie după direcţia normală şi tangenţială la tăişul sculei în m/min;

$V_{\gamma\lambda}$ — componenta vitezei pe direcţia normală la suprafaţa de degajare a sculei în m/min

k_v — coeficientul de legătură între viteza de aşchiere V_{as} şi viteza de deformare plastică a reţelei cristaline a metalului aşchiat ω *mat* şi are ca expresie $k = \dfrac{V_{as}}{\omega_{mat}} < 1.$

V_s — componenta vitezei de aşchiere pe direcţia de avans (viteza de avans) în m/min;

γ — unghiul de degajare a sculei în grade;

V_t — a fost definit în fig. 1

V_s = 10^{-3} n.s. [m/min]

unde: s reprezintă avansul în mm/rot

λ — unghiul de înclinare a tăişului sculei în grade;

χ — unghiul de atac principal, în grade.

Ecuaţiile (1)...(3) arată că în cazul operaţiilor de aşchiere cu unghiuri mici de degajare (fig. 3), componenta cea mai mare din viteza de aşchiere revine procesului de deformare plastică a stratului de metal aşchiat $V_{\gamma\lambda}$ iar viteza de alunecare a elementului de aşchiere după direcţie normală V_γ şi tangenţială V_λ la tăişul sculei aşchietoare este mică, ceea ce inseamnă consum mare de energie la aşchiere. În cazul aşchierii cu unghiuri de degajare pozitive crescătoare se constată o scădere a componentei vitezei de aşchiere pentru deformarea stratului de metal aşchiat şi o creştere a vitezei de alunecare a elementului de aşchie pe suprafaţa de degajare a sculei, şi ca urmare energia consumată pentru aşchiere va scădea. Analizînd influenţa unghiului de înclinare a tăişului λ asupra componentelor vitezei de aşchiere exprimate cu ajutorul ecuaţiilor (1)...(3), se constată că vitezele de alunecare a elementului de aşchie V_γ şi V_λ pe suprafaţa de degajare cresc în mod diferit în raport cu valorile crescătoare ale unghiului (fig. 4), în timp ce componenta vitezei de aşchiere pentru deformarea plastică a stratului de aşchiere scade, ceea ce arată că pentru unghiuri mici de înclinare a tăişului sculei energia mecanică consumată la aşchierea metalelor este mare şi scade pe măsura de unghiul capătă valori pozitive crescătoare. Urmărind influenţa exercitată de către unghiul de atac principal (fig. 5) asupra

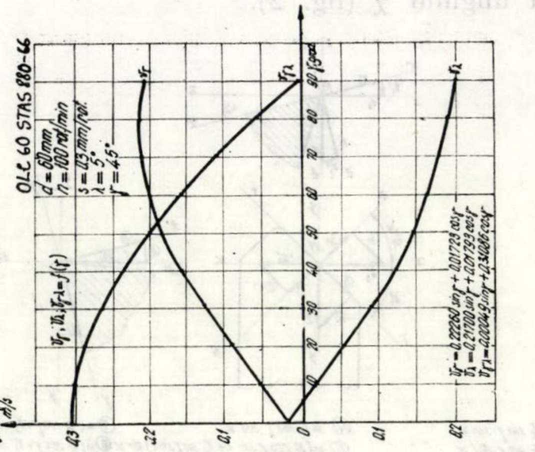


Fig. 3

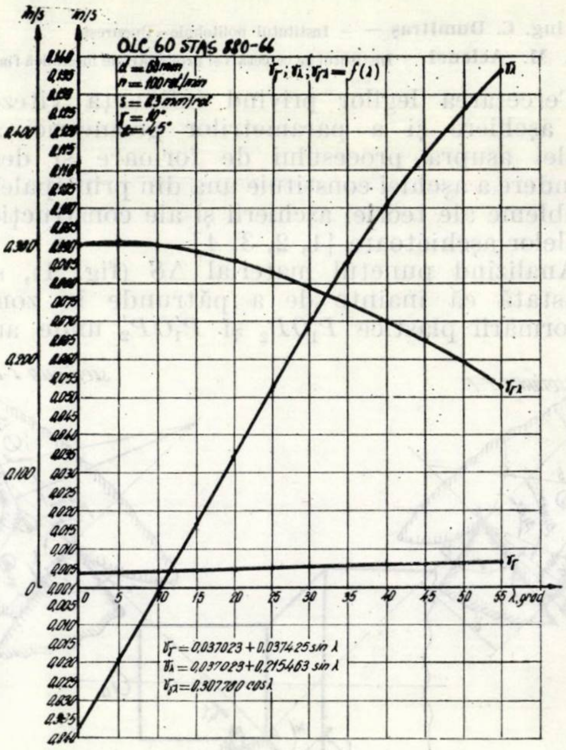


Fig 4.

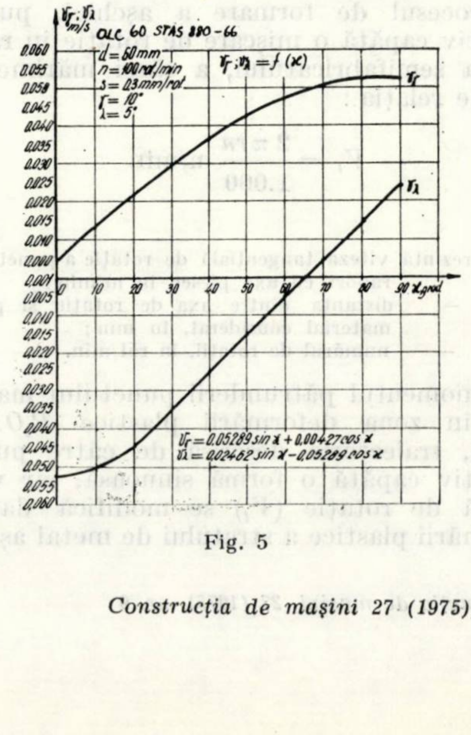


Fig. 5

componentelor vitezei de aşchiere se constată că viteza de alunecare a aşchiei după direcţia normală la tăişul sculei V_{γ} capătă numai valori pozitive crescătoare pentru diferitele mărimi ale unghiului de atac principal, în timp ce viteza de alunecare de-a lungul tăişului V_{λ} cunoaşte o variaţie de la $-V_{\lambda}$ la $+V_{\lambda}$, provocînd aşchiei modificarea sensului de curgere pe suprafaţa de degajare a sculei. Astfel, aşchia va curge către suprafaţa aşchiată sau se va îndepărta de aceasta în funcţie de semnul algebric al vitezei V_{γ}. Trebuie remarcat că unghiul principal de degajare nu influenţează mărimea componentei vitezei de aşchiere orientate pe direcţia normală la suprafaţa de degajare, care coincide cu direcţia de acţiune a forţei de deformare plastică a stratului de metal aflat sub acţiunea sculei aşchietoare.

Influenţa turaţiei semifabricatului asupra vitezei de alunecare a elementului de aşchiere pe suprafaţa de degajare a sculei şi vitezei de formare a elementului de aşchie (fig. 6) se manifestă prin faptul că odată cu creşterea turaţiei, vitezele după direcţia normală la suprafaţa de degajare $V_{\gamma\lambda}$ şi normală la tăişul sculei V_{γ} înregistrează o creştere liniară pozitivă, dar cu valori diferite, ca urmare a efectului diferenţiat exercitat de către parametrii geometrici ai sculei asupra acestora, în timp ce viteza de alunecare de-a lungul tăişului V_{λ} capătă valori negative descrescătoare.

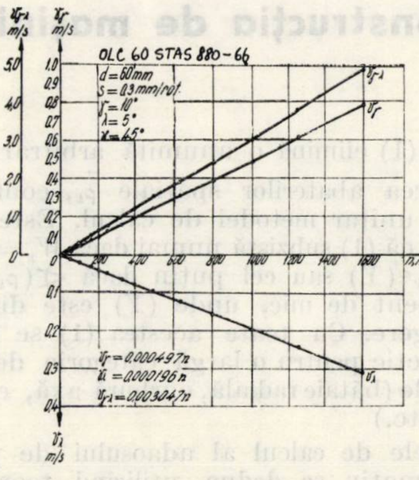


Fig. 6

Curbele prezentate în figura 7 arată că viteza de avans a sculei influenţează într-o măsură foarte mică asupra vitezei de curgere a aşchiei pe suprafaţa de degajare a sculei şi asupra vitezei de formare a elementului de aşchie, astfel încît influenţa acestui parametru asupra vitezelor respective poate fi neglijată.

Efectul parametrilor analizaţi asupra vitezei de formare a elementului de aşchie şi de îndepărtare a acestuia din zona deformării plastice (fig. 1) provoacă devierea direcţiei de alunecare a aşchiei pe suprafaţa de degajare, în raport cu normala la tăişul sculei, făcînd ca aşchia să se apropie sau să se departeze de suprafaţa aşchiată. Astfel, dacă se notează cu ψ (fig. 8) unghiul dintre normala la tăişul sculei şi direcţia de alunecare a aşchiei pe suprafaţa de degajare a sculei, considerată la un moment dat, se constată că numai în cazul folosirii unei scule cu unghiul de degajare egal cu 5 grade, unghiul de inclinare a tăişului egal cu 10 grade şi unghiul de atac principal egal cu 70 de grade, unghiul ψ devine nul, ceea ce înseamnă că direcţia de curgere a aşchiei devine normală la tăişul sculei. Cum însă în practică nu se lucrează cu asemenea valori pentru parametrii menţionaţi, rezultă că între normala la tăişul sculei şi direcţia de curgere a aşchiei pe suprafaţa de degajare va exista întotdeauna un unghi ψ, care va căpăta valori pozitive sau

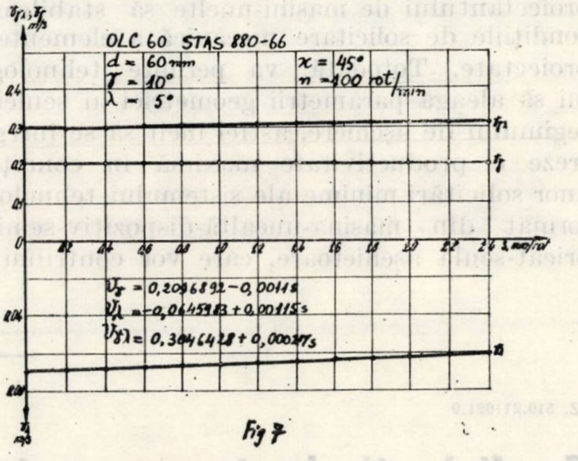


Fig. 7

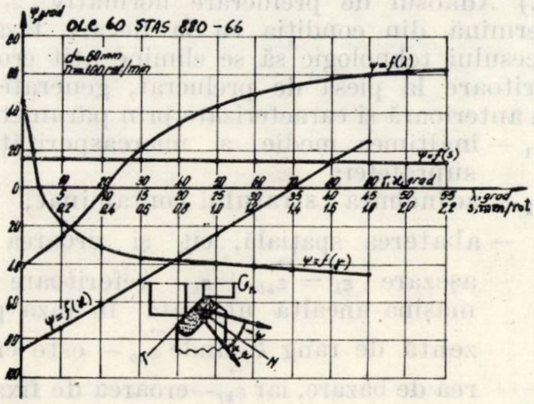


Fig. 8

negative în funcţie de mărimea parametrilor geometrici menţionaţi.

Prin urmare, cunoaşterea modului de variaţie a vitezei de formare a elementului de aşchie şi de îndepărtare a acestuia de zona deformării plastice permite constructorului de scule şi proiectantului de maşini-unelte să stabilească condiţiile de solicitare mecanică a elementelor proiectate. Totodată, va permite tehnologului să aleagă parametrii geometrici ai sculei şi regimului de aşchiere, astfel încît să se înregistreze o productivitate maximă în condiţiile unor solicitări minime ale sistemului tehnologic format din maşina-unealtă-dispozitiv-semifabricat-sculă aşchietoare, care vor contribui în mod implicit la creşterea volumului de produse realizate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Okuşima, K. şi Hitomi, K.* — An Analysis of the mecanism of orthogonal cutting and its application to discontinous chip formation, ASME paper Nr.60—WA—79

[2 *Lee, E.H. şi Schaffer, B. W.* — The theory of plasticity applied to a problem of machining, Journal of applied mechanics Trans. ASME 75/1951

[3] *Zorev, W.N.* — Internationale Zerspanungstagung 1959 in Aachen 13 Forschungsbericht. Diskussion: Zusammenhang zwischen Schnittkraft, Spanbildung und Verschleiss. W. Girardet 1959.

[4] *Furrer, J.C.* — Analytical study of the Deformation of the Polycristaline Network during metal cutting, Publiation presented before the General Assembly of the International College for Scientific Research of Mechanical Production Techniques, Geneva 1969.

◆

CZ. 519.21:621.9

Coeficienţi de însumare în metoda probabilistică de calcul al adaosurilor de prelucrare în construcţia de maşini

Dr. ing. **Ştefan RUSU** – Facultatea de maşini şi utilaje pentru construcţii – Bucureşti

Metoda probabilistică de calcul al adaosurilor de prelucrare se bazează pe următoarele ipoteze:

a.) Adaosul de prelucrare normativ z_k se determină din condiţia ca la fiecare fază a procesului tehnologic să se elimine atît erorile referitoare la piesa de prelucrat, generate în faza anterioară şi caracterizate prin parametrii:

H_{k-1} — înălţimea medie a microasperităţilor suprafeţei;

T_{k-1} — adîncimea stratului contaminat;

$\vec{\rho}_{k-1}$ — abaterea spaţială, cît şi eroarea de aşezare $\vec{\varepsilon}_k = \vec{\varepsilon}_{kb} + \vec{\varepsilon}_{kf}$ referitoare la maşina-unealtă utilizată în faza prezentă de rang k, unde $\vec{\varepsilon}_{kb}$ — este eroarea de bazare, iar $\vec{\varepsilon}_{kf}$—eroarea de fixare.

b.) În cadrul unei operaţii date, componentele H_{k-1}, T_{k-1}, $\vec{\rho}_{k-}$, $\vec{\varepsilon}_k$, au caracterul unor variabile aleatoare independente două cîte două, pentru orice tip de prelucrare mecanică. Fără restrîngerea generalităţii se admite că elementele H_{k-1}, T_{k-1}, $\vec{\rho}_{k-1}$, $\vec{\varepsilon}_k$ ale lanţului de dimensiuni al cărui element de închidere este z_k au dimensiunea nominală nulă.

c.) Sistemul dinamic MUPDS este liniar, ce implică [6]:

$$|\vec{\rho}_k| = W_s A\,[t_k^x - (t_k - \rho_{k-1})^x] \qquad (1)$$

unde:

W_s este rigiditatea sistemului;
A — constanta condiţiilor de aşchiere;
t_k — adîncimea de aşchiere în faza de rang k.

Relaţia (1) elimină o anumită arbitrarietate în stabilirea abaterilor spaţiale $\vec{\rho}_k$, conferind un cadru unitar metodei de calcul. Este adevărat însă că (1) subzistă numai dacă W_s=const şi dacă $\rho_k \in (Y)$ sau cel puţin dacă $\sphericalangle(\rho_k, (Y))$ este suficient de mic, unde (Y) este direcţia de respingere. Cu toate acestea (1) se poate aplica practic pentru o largă categorie de abateri spaţiale (bătaie radială, curbură axă, excentricitate etc.)

Formulele de calcul al adaosului de prelucrare normativ se deduc utilizînd teoremele valorii medii şi a abaterii medii pătratice pentru o sumă de variabile aleatoare:

$$z_k = \Delta_{zk} + W_{zk} \qquad (2)$$

$$\Delta_{z_k} = \sum_j (\Delta_j + \alpha_j W_j) - \alpha_{z_k} W_{z_k}\,; \quad W_{z_k} = \frac{1}{h_{z_k}} \sqrt{\sum_j k_j^2 W_j^2} \qquad (3)$$

unde:

Δ este cordonata jumătăţii cîmpului de dispersie;
α — coeficientul de asimetrie relativă;
W — semiamplitudinea unei variabile aleatoare;
k — coeficientul de dispersie relativă;
$\sum_j$ — sumă ce se extinde asupra tuturor elementelor componente ale lanţului de dimensiuni.

În fine, adaosul de prelucrare real z_{kr} în ipoteza dispunerii cîmpurilor de toleranţă δ_{k-1}, respectiv δ_k în minus faţă de dimensiunea nominală pentru suprafețele exterioare și în plus pentru cele interioare, va fi :

$$z_{kr} = \Delta z_{kr} + W_{z_{kr}} \qquad (4)$$

cu

$$W_{z_{kr}} = \frac{1}{k_{z_{kr}}} \sqrt{k^2_{z_k} W^2_{z_k} + h^2_{\delta_k} W^2_{\delta_k} + k^2_{\delta_{k-1}} W^2_{\delta_{k-1}}} \qquad (5)$$

$$\Delta_{z_{kr}} = (\Delta_{z_k} + \alpha_{z_k} W_{z_k}) + (\Delta_{\delta_k} + \alpha_{\delta_k} W_{\delta_k}) -$$

$$- (\Delta_{\delta_{k-1}} + \alpha_{\delta_{k-1}} W_{\delta_{k-1}}) - \alpha_{z_{kr}} W_{z_{kr}} \qquad (6)$$

dimensiunile interoperaționale rezultînd din :

$$N_{k-1} = N_k \pm z_{kr} \qquad (7)$$

Relația (4) este evident acoperitoare. Recomandarea de a utiliza $(z_{kr})_{max}$ nu trebuie privită însă într-un sens deosebit de restrictiv, stabilirea valorii optime economic a adaosului z_{kr} putîndu-se realiza în funcție de condițiile concrete de organizare a fabricației prin aprecierea caracteristicilor de distribuție ale variabilei z_{kr}, un element util de comparație fiind în acest sens valoarea de maximă probabilitate, dată de : $df(z_{kr})/dz_{kr} = 0$ (8), unde f este funcția de densitate de probabilitate.

În cele ce urmează se va admite că H_{k-1} ca variabilă aleatoare are densitatea de probabilitate egală, iar $T_{k-1}, |\vec{\rho}_{k-1}|, |\vec{\varepsilon}_{kb}|, |\vec{\varepsilon}_{kf}|$ au o densitate de probabilitate după legea lui Maxwell. Unghiurile vectorilor $\vec{\rho}_{k-1}, \vec{\varepsilon}_{kb}, \vec{\varepsilon}_{kf}$ cuprinse în $[0, 2\pi]$ se consideră că sînt dispersate după legea probabilității egale. Pentru însumarea acestor vectori se asimilează cel mai mare dintre ei drept mărime scalară, al cărui modul este dispersat după legea lui Maxwell, celelalte mărimi proiectîndu-se pe direcția erorii maxime, ținînd seama de dispersarea lor atît după modul cît și după unghi. În ipoteza $|\vec{\rho}_{k-1}| \geqslant max\{|\vec{\varepsilon}_{kb}|, |\vec{\varepsilon}_{kf}|\}$ caracteristicile probabilistice ale variabilelor H_{k-1}, T_{k-1}, $\vec{\rho}_{k-1}$, $\vec{\varepsilon}_{kb}$, $\vec{\varepsilon}_{kf}$ sînt cuprinse în tabelul 1.

Trebuie să precizăm că în multe din aplicațiile acestei metode se acceptă pentru simplificare, în formulele (3), $k_{z_k} = 1$ și $\alpha_{z_k} = 0$, respectiv în (5) și (6) $k_{z_{kr}} = 1$, $\alpha_{z_{kr}} = 0$ Faptul că această accepțiune nu are un suport teoretic este un lucru cunoscut. Într-adevăr $k_z 1 = 1$ și $\alpha_z = 0$ corespund unei legi de distribuție normale pentru adaosul de prelucrare, dar o asemenea lege în condițiile problemei noastre nu poate fi obținută. În acest sens teorema de limită a lui Leapunov face precizarea necesară. Ceea ce este însă inacceptabil în această simplificare este faptul că ea duce la rezultate ce anulează întreg efectul însumării probabilistice, alterînd avantajele metodei. Scopul acestei lucrări este tocmai ca prin indicarea funcțiilor de repartiție—pentru diferite cazuri practice de însumare—să se aducă o precizare utilă asupra valorilor coeficienților de dispersie relativă și de asimetrie relativă, atît pentru adaosul de prelucrare normativ cît și pentru cel real.

Ne vom referi inițial la coeficienții k_{z_k} și α_{z_k} din (3). Fie un prim caz în care avem de însumat o variabilă aleatoare ξ de probabilitate egală, cu variabila η avînd densitatea Maxwell. Acest caz corespunde rectificării între vîrfuri a unui arbore tratat termic pentru care $T_{k-1} = 0$, $\vec{\varepsilon}_{kb} = \vec{\varepsilon}_{kf} = 0$. Notăm :

$$\xi = \rho + \eta \qquad (9)$$

Tabelul 1

Caracteristici / Erori	Expresia analitică a legii de densitate	K	α	W	Δ
H_{k-1}	$f(x) = \begin{cases} \dfrac{1}{b-a}, & \text{dacă } x \in [a, b] \\ 0, & \text{dacă } x \notin [a, b] \end{cases}$ (I)	1,73	0	$\dfrac{(H_{k-1})_{max} - (H_{k-1})_{min}}{2}$	$\dfrac{(H_{k-1})_{max} + (H_{k-1})_{min}}{2}$
T_{k-1}	$f(x) = \begin{cases} 0, & \text{dacă } x \in (-\infty, 0) \\ \dfrac{x}{\sigma^2} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}}, & \text{dacă } x \in (0, \infty) \end{cases}$ (II)	1,14	−0,28	$\sqrt{3\sigma} = \dfrac{1}{2} T_{k-1}$	$\sqrt{3\sigma} = \dfrac{1}{2} T_{k-1}$
$\vec{\rho}_{k-1}$	Pentru module, legea (II) ; pentru unghiuri legea (I).	1,14	− 0,28	$\dfrac{1}{2} \lvert\vec{\rho}_{k-1}\rvert$	$\dfrac{2}{1} \lvert\vec{\rho}_{k-1}\rvert$
$\vec{\varepsilon}_{kb}$ sau $\vec{\varepsilon}_{kf}$	— // —	1,73	0	$\dfrac{1}{4} \lvert\vec{\varepsilon}_k\rvert$	0

cu:

$$f_\xi(x) = \begin{cases} \dfrac{1}{b}, & \text{dacă } x \in [0, b] \\ 0, & \text{dacă } x \notin [0, b] \end{cases} \qquad (10)$$

$$f_\eta(y) = \begin{cases} 0 & \text{dacă } y \in (-\infty, 0) \\ \dfrac{y}{\sigma^2}\, \mathrm{e}^{-\frac{v^2}{2\sigma^2}}, & \text{dacă } y \in (0, +\infty) \end{cases} \qquad (11)$$

Funcţia de repartiţie a variabilei aleatoare ξ va fi:

$$F_\zeta(z) = 0, \quad \text{dacă } z < 0$$

$$F_\zeta(z) = \int_0^z f_\eta(y)\, dy \int_0^{z-y} f_\xi(x) \mathrm{d}x =$$

$$= \int_0^2 \frac{y}{\sigma^2} e^{-\frac{v^2}{2\sigma^2}} dy \int_0^{z-v} \frac{1}{b}\, dx = \frac{1}{b}\left(z - \int_0^2 e^{-\frac{v^2}{2\sigma^2}} dy\right) =$$

$$= \frac{1}{b}\left\{z - \sigma\sqrt{2} \sum_{n=0}^{\infty} (-1)^n \cdot\right.$$

$$\left.\cdot \frac{1}{n!\,(2n+1)} \left(\frac{z}{\sigma\sqrt{2}}\right)^{2n+1}\right\}, \quad \text{dacă } z \in [0, b] \qquad (12)$$

$$F_\zeta(z) = \int_0^b f_\xi(x) dx \int_0^{2-x} f_\eta(y) dy =$$

$$= \int_0^b \frac{1}{b}\, dx \int_0^{2-x} \frac{y}{\sigma^2} e^{-\frac{v^2}{2\sigma^2}} dy = 1 - \frac{1}{b} \int_{2-b}^{2} e^{-\frac{v^2}{2\sigma^2}} dy =$$

$$= \sum_{n-1}^{\infty} (-1)^{n+1} \cdot \frac{1}{n!(2n+1)} \cdot \frac{z^{2n+1} - (z-b)^{2n+1}}{b(\sigma\sqrt{2})^{2n}},$$

$$\text{dacă } z \in [b, \infty) \qquad (13)$$

şi deci densitatea de probabilitate a aceleiași variabile ς va fi:

$$f_\zeta(z) = \begin{cases} 0 & , \text{dacă } z \leqslant 0 \\ \dfrac{1}{b}\left(1 - e^{-\frac{z^2}{2\sigma^2}}\right) & , \text{dacă } z \in [0, b] \\ \dfrac{1}{b}\left[e^{-\frac{(z-b)^2}{2\sigma^2}} - e^{-\frac{z^2}{2\sigma^2}}\right], & \text{dacă } z \in [b, +\infty] \end{cases} \qquad (14)$$

Pentru rezolvarea analitică a problemei urmează acum să găsim soluţiile ecuaţiilor transcendente:

$$\frac{1}{b}\left(1 - e^{-\frac{z^2}{2\sigma^2}}\right) = \lambda \qquad (15)$$

$$\frac{1}{b}\left[e^{-\frac{(z-b)^2}{2\sigma^2}} - e^{-\frac{z^2}{2\sigma^2}}\right] = \lambda \qquad (16)$$

unde λ este o densitate de probabilitate limită. Pentru ecuaţia (15) soluţia z respectă condiţia $z > 1$, deci reţinînd din seria exponenţială trei–patru termeni putem da o expresie analitică aproximativă a acestei soluţii. Observaţia anterioară nu este adevărată pentru ecuaţia (16) în cazul general, astfel încît pentru determinarea limitelor cîmpului de dispersie al variabilei aleatoare z ne vom mărgini la un exemplu. Fie deci $b = 5$; $\sigma = \sqrt{3}$ (ceea ce implică $\eta_{max} = 2\sqrt{3}\,\sigma = 6$); $\lambda = 0{,}0043$.

Se constată că:

$$f_\zeta(9{,}80) = \frac{1}{b}\left[e^{-\frac{(z-b)^2}{2\sigma^2}} - e^{-\frac{z^2}{2\sigma^2}}\right]_{\substack{b=5,\, \sigma=\sqrt{3} \\ z=9{,}80}} \cong 0{,}004304;$$

$$f_\zeta(0{,}36) = \frac{1}{b}\left(1 - e^{-\frac{z^2}{2\sigma^2}}\right)_{\substack{b=5,\, \sigma=\sqrt{3} \\ z=0{,}36}} \cong 0{,}0043$$

deci limitîndu-se numai la aria cuprinsă între curba $f_\zeta(z)$, axa absciselor și dreptele $z = 0{,}36$; $z = 9{,}80$ (fig. 1), această arie va fi dată de:

$$F_\zeta(9{,}80) - F_\zeta(0{,}36) =$$

$$= \left[1 - \frac{1}{b}\int_{z=b}^{z} e^{-\frac{v^2}{2\sigma^2}} dy\right]_{\substack{z=9{,}80;\ b=5 \\ \sigma=\sqrt{3}}} -$$

$$- \left[\frac{1}{b}\left(z - \int_0^z e^{-\frac{v^2}{2\sigma^2}} dy\right)\right]_{\substack{z=0{,}36;\ b=5 \\ \sigma=\sqrt{3}}} =$$

$$= 0{,}9987156 - 0{,}000514 = 0{,}9982016$$

adică va reprezenta 99,82% din întreaga arie limită de $f_\varsigma(z)$ și axa absciselor, ceea ce face posibilă neglijarea valorilor $z > 9{,}80$ și $z < 0{,}36$ a căror probabilitate de apariţie este extrem de mică ($< 0{,}0043$). În consecinţă, luînd $\zeta_{min} = 036$; $\zeta_{max} = 9{,}80$.

Este util să se remarce că aplicînd metoda algebrică de calcul al adaosurilor de prelucrare ar rezulta

$$\zeta_{max} = \xi_{max} + \eta_{max} = 11$$

şi cum

$$\nu_\zeta = \nu_\xi + \nu_\eta = \frac{b}{2} + \sigma\sqrt{\frac{\pi}{2}} = 4{,}66;$$

$$\sigma_\zeta = \sqrt{\sigma_\xi^2 + \sigma_\eta^2} = \sqrt{\frac{b^2}{12} + \sigma^2\left(2 - \frac{\pi}{2}\right)} = 1{,}84$$

rezultă următoarele caracteristici probabilistice ale variabilei:

$$\Delta_\zeta = \frac{\zeta_{max} + \zeta_{min}}{2} = 5{,}08\,; \quad W_\zeta = \frac{\zeta_{max} - \zeta_{min}}{2} = 4{,}72\,;$$

$$\alpha_\zeta = \frac{\mu_\zeta - \Delta_\zeta}{W_\zeta} = -0{,}089$$

(μ_ζ, σ_ζ — valoarea medie, respectiv abaterea medie pătratică a variabilei ζ)

$$\lambda_\zeta = \frac{\sigma_\zeta}{W_\zeta} = 0{,}39\,; \quad k_\zeta = \frac{\lambda_\zeta}{0{,}33} = 1{,}17$$

recomandînd pentru cazurile practice de însumare a variabilelor ξ și η definite de (10) și respectiv (11), valorile:

$$\alpha_\zeta = \alpha_{z_k} \cong -(0{,}07\ldots0{,}08)\,;$$

$$k_\zeta = k_{z_k} \cong 1{,}14\ldots1{,}17 \qquad (17)$$

micșorarea valorilor recomandate ale coeficienților avînd evident un efect acoperitor.

Fie acum un al doilea caz de însumare dat de

$$\sigma = \xi + \eta + \eta = \zeta + \eta \qquad (18)$$

unde din nou ξ este de probabilitate egală, iar η are o distribuție Maxwell.

Cazul este deosebit de frecvent în practică și corespunde tuturor prelucrărilor pentru care $H_{k-1} \neq 0$, $T_{k-1} \neq 0$, $\vec{\rho}_{k-1} \neq 0$ (strunjirea între vîrfuri a pieselor de tipul arborilor). Avem:

$$f_\zeta(x) = \begin{cases} 0 & , \; x < 0 \\ \dfrac{1}{b}\left(1 - e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}}\right) & , \; x \in [0, b] \\ \dfrac{1}{b}\left[e^{-\frac{(x-b)^2}{2\sigma^2}} - e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}}\right], & x \in [b, \infty] \end{cases} \qquad (19)$$

$$f_\eta(y) = \begin{cases} 0 & , \; y < 0 \\ \dfrac{y}{\sigma^2}\, e^{-\frac{y^2}{2\sigma^2}} & , \; y \in [0, \infty] \end{cases} \qquad (20)$$

deci funcția de repartiție a variabilei τ va fi:

$$F_\tau(z) = 0, \text{ dacă } z < 0$$

$$F_\tau(z) = \int_0^z f_\zeta(x)\,dx \int_0^{z-x} f_\eta(y)dy =$$

$$= \int_0^z \frac{1}{b}\left(1 - e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}}\right) dx \int_0^{z-x} \frac{y}{\sigma^2}\, e^{-\frac{y^2}{2\sigma^2}}\, dy =$$

$$= \frac{1}{b}\left[z - \int_0^z e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}}\,dx - \int_0^z e^{-\frac{(z-x)}{2\sigma^2}}\,dx + \right.$$

$$\left. + \int_0^z e^{-\frac{x^2 + (z-x)^2}{2\sigma^2}}\,dx, \text{ dacă } z \in [0, \mathrm{b}]\right. \qquad (21)$$

$$F_\tau(z) = \int_0^b f_\zeta(x)dx \int_0^{z-x} f_\eta(y)dx +$$

$$+ \int_b^z f_\zeta(x)dx \int_0^{z-x} f_\eta(y)dy =$$

$$= \int_0^b \frac{1}{b}\left(1 - e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}}\right) dx \int_0^{z-x} \frac{y}{\sigma^2}\, e^{-\frac{y^2}{2\sigma^2}}\, dy +$$

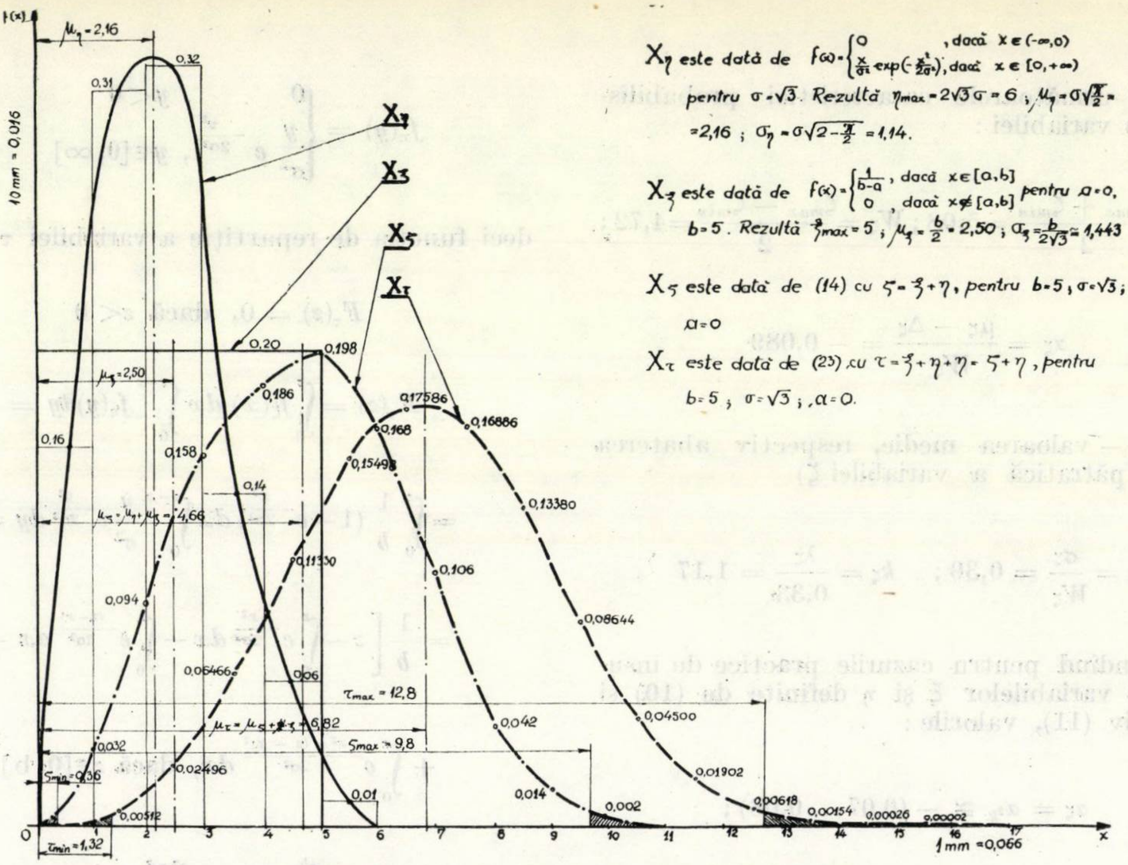
$$+ \int_b^z \frac{1}{b}\left[e^{-\frac{(x-b)^2}{2\sigma^2}} - e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}}\right] dx \int_0^{z-x} \frac{y}{\sigma^2}\, e^{-\frac{y^2}{2\sigma^2}}\, dy =$$

$$= 1 - \frac{2}{b}\int_{z-b}^z e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}}\,dx + \frac{1}{b}\, e^{-\frac{z^2}{4\sigma^2}} \int_0^z e^{-\frac{x^2}{4\sigma^4}}\,dx -$$

$$- \frac{1}{b}\, e^{-\frac{(z-b)^2}{4\sigma^2}} \int_0^{z-b} e^{-\frac{x^2}{4\sigma^2}}\,dx, \text{ dacă } z \in [b, \infty) \qquad (22)$$

astfel încît densitatea de probabilitate a variabilei σ este dată de:

$$f_\tau(z) = \begin{cases} 0 & , \text{ dacă } z \leqslant 0 \\ \dfrac{1}{b}\left(1 - e^{-\frac{z^2}{2\sigma^2}}\right) - \dfrac{z}{b\sigma}\, e^{-\frac{z^2}{4\sigma^2}} \displaystyle\int_0^{\frac{z}{2\sigma}} e^{-x^2}\,dx, & \text{dacă } z \in [0, b) \\ \dfrac{1}{b}\left[e^{-\frac{(z-b)^2}{2\sigma^2}} - e^{-\frac{z^2}{2\sigma^2}}\right] - \dfrac{z}{\mathrm{b}\sigma}\, e^{-\frac{z^2}{4\sigma^2}} \displaystyle\int_0^{\frac{z}{2\sigma}} e^{-x^2}\,dx + \dfrac{z-b}{b\sigma}\, e^{-\frac{(z-b)^2}{4\sigma^2}} \displaystyle\int_0^{\frac{z-b}{2\sigma}} e^{-x^2}\,dx, & \text{dacă } z \in [b, +\infty). \end{cases} \qquad (23)$$



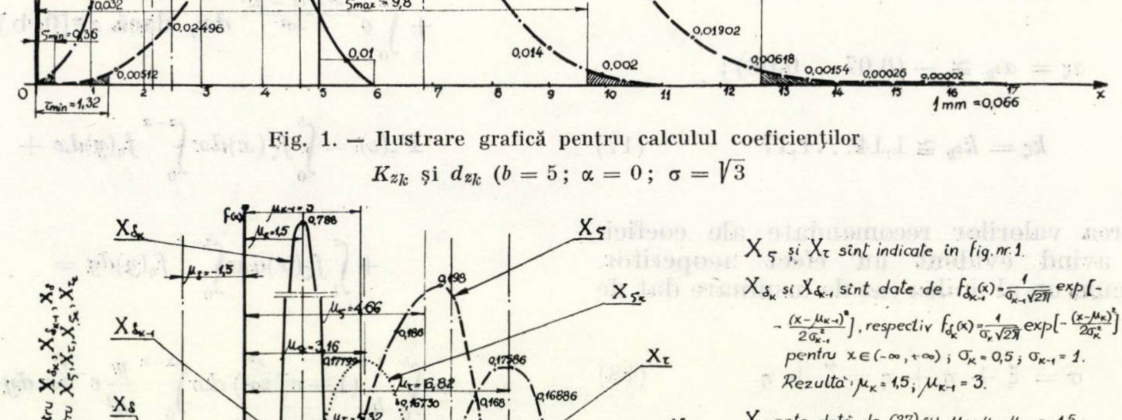
X_η este dată de $f(x)=\begin{cases}0 & \text{, dacă } x\in(-\infty,0)\\ \frac{x}{\sigma^2}\exp(-\frac{x^2}{2\sigma^2}) & \text{, dacă } x\in[0,+\infty)\end{cases}$ pentru $\sigma=\sqrt{3}$. Rezultă $\eta_{max}=2\sqrt{3}\sigma=6$; $\mu_\eta=\sigma\sqrt{\frac{\pi}{2}}=2{,}16$; $\sigma_\eta=\sigma\sqrt{2-\frac{\pi}{2}}=1{,}14$.

X_ξ este dată de $f(x)=\begin{cases}\frac{1}{b-a} & \text{, dacă } x\in[a,b]\\ 0 & \text{, dacă } x\notin[a,b]\end{cases}$ pentru $a=0$, $b=5$. Rezultă $\xi_{max}=5$; $\mu_\xi=\frac{b}{2}=2{,}50$; $\sigma_\xi=\frac{b}{2\sqrt{3}}\cong 1{,}443$

X_ς este dată de (14) cu $\varsigma=\xi+\eta$, pentru $b=5$, $\sigma=\sqrt{3}$; $a=0$

X_τ este dată de (23) cu $\tau=\xi+\eta+\eta=\varsigma+\eta$, pentru $b=5$; $\sigma=\sqrt{3}$; $a=0$.

Fig. 1. — Ilustrare grafică pentru calculul coeficienţilor K_{z_k} şi d_{z_k} ($b = 5$; $\alpha = 0$; $\sigma = \sqrt{3}$



X_ς şi X_τ sînt indicate în fig. nr. 1.

X_{δ_k} şi $X_{\delta_{k-1}}$ sînt date de $f_{\delta_{k-1}}(x)=\frac{1}{\sigma_{k-1}\sqrt{2\pi}}\exp[-\frac{(x-\mu_{k-1})^2}{2\sigma_{k-1}^2}]$, respectiv $f_{\delta_k}(x)=\frac{1}{\sigma_k\sqrt{2\pi}}\exp[-\frac{(x-\mu_k)^2}{2\sigma_k^2}]$ pentru $x\in(-\infty,+\infty)$; $\sigma_k=0{,}5$; $\sigma_{k-1}=1$. Rezultă: $\mu_k=1{,}5$; $\mu_{k-1}=3$.

X_δ este dată de (27) cu $\mu_\delta=\mu_k-\mu_{k-1}=-1{,}5$; $\Omega=\sqrt{\sigma_k^2+\sigma_{k-1}^2}=1{,}11805$.

X_{ς_k} este definită prin $\varsigma_k=\delta+\varsigma$, pentru $b=5$; $a=0$; $\sigma=\sqrt{3}$; $\Omega=1{,}11805$. Rezultă: $\varsigma_{k\,min}=-2{,}42$; $\varsigma_{k\,max}=9{,}01$; $\Delta_{\varsigma_k}=3{,}295$; $w_{\varsigma_k}=5{,}71$, $\sigma_{\varsigma_k}=2{,}147$; $\mu_{\varsigma_k}=\mu_\varsigma+\mu_\delta=3{,}16$, deci $\alpha_{\varsigma_k}=-0{,}0236$; $k_{\varsigma_k}=1{,}128$.

X_{τ_k} este definită prin $\tau_k=\delta+\tau$, pentru $b=5$; $a=0$; $\sigma=\sqrt{3}$; $\Omega=1{,}11805$. Rezultă: $\alpha_{\tau_k}=-0{,}0213$; $k_{\tau_k}=1{,}11$

Fig. 2. — Ilustrare grafică pentru calculul coeficienţilor $K_{z_{k_n}}$ şi $\alpha_{z_{k_n}}$ ($b = 5$; $a = 0$; $\sigma = \sqrt{3}$; $\sigma = 0{,}5$ $\sigma_k - 1 = 1$)

Procedînd analog cazului anterior și admițînd același exemplu numeric, adică $b = 5$, $\sigma = \sqrt{3}$ (fig. 1) se constată că:

$$f_\tau(12{,}80) \cong f_\tau(1{,}32) \cong 0{,}0038 \qquad (24)$$

deci aria cuprinsă între curba $f_\tau(z)$, axa absciselor și dreptele $z = 1{,}32$; $z = 12{,}80$ va fi:

$$F_\tau(12{,}80) - F_\tau(1{,}32) \cong 0{,}998312 \qquad (25)$$

reprezentînd 99,83 % din întreaga arie, ceea ce îndreptățește neglijarea valorilor $z < > 22{,}80$ și $z < 1{,}32$. Deducerea valorilor (24) și (25) s-a realizat utilizînd expresiile (23), respectiv (22) și (21). Vom preciza aici că în ambele cazuri prezentate pînă acum procentul de valori admise în calcul este superior celui acceptat pentru legea de distribuție normală Gauss, (99,73 %) lege etalon în calculul probabilității, fapt care implică o reducere a procentului de risc și deci o cuprindere mai completă a situațiilor de însumare probabilistică. În continuare, admițînd deci:

$$\tau_{\min} = 1{,}32 \; ; \; \tau_{\max} = 12{,}80$$

rezultă:

$$\mu_\tau = \mu_\zeta + \mu_\eta = \frac{b}{2} + \sigma^2\sqrt{2\pi} = 6{,}82$$

$$\sigma_\tau = \sigma_\varsigma^2 + \sigma^2 = \sqrt{\frac{b^2}{12} + 2\sigma\left(2 - \frac{\pi}{2}\right)} = 2{,}165$$

și în fine:

$$\Delta_\tau = 7{,}06\,; \;\; W_\tau = 5{,}57\,; \;\; \alpha_\tau = -0{,}042\,;$$

$$\lambda_\tau = 0{,}378\,; \;\; k_\sigma = 1{,}134$$

recomandînd pentru cazurile practice de însumare valorile:

$$\alpha_\tau = \alpha_{z_k} \cong -(0{,}03..0{,}04)\,; \; k_\upsilon = k_{z_k} = 1{,}10 \;\; 1{,}13 \qquad (26)$$

Ne vom referi acum la coeficienții $k_{z_{k_r}}$ și $\alpha_{z_{k_r}}$ din (5) și (6). Adaosul de prelucrare real asimetric z_{k_r} apare ca sumă a două variabile aleatoare normale δ_{k-1} respectiv δ_k și a variabilei aleatoare z_k. În cele ce urmează, se admite dispunerea cîmpurilor de toleranță δ_k, δ_{k-1} în plus față de dimensiunea nominală, ceea ce corespunde cazului suprafețelor interioare. Absolut similar se poate proceda în cazul suprafețelor exterioare ca și pentru orice altă dispunere a cîmpurilor δ_k, δ_{k-1}. Diferența $X_{\delta_k} - X_{\delta_{k-1}}$ a variabilelor aleatoare δ_k, δ_{k-1} va avea densitatea de probabilitate:

$$f_\delta(x) = = \frac{1}{\Omega^2\sqrt{2\pi}}\, e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\Omega^2}}\,; \; x \in (-\infty, +\infty) \qquad (27)$$

$$\text{unde}: \; \mu = \mu_{k-}\,\mu_{k-1} < 0\,; \; \Omega = \sqrt{\sigma_{\delta_k}^2 + \sigma_{\delta_{k-1}}^2}\,;$$

$$\sigma_{\delta k} < \sigma_{\delta k-1}$$

Pentru variabila aleatoare z_k vom admite succesiv densitățile de probabilitate date de (14) și (23) corespunzătoare respectiv celor două situații prezentate anterior. În primul caz vom avea deci: $\varsigma_\tau = \delta + \varsigma$, unde δ este definită prin densitatea (27), iar ς prin densitatea (14). Funcția de repartiție a sumei ς_r va fi dată de

$$F'_{\zeta_\tau}(z) = \frac{1}{b\sqrt{\pi}}\left[\frac{\sqrt{\pi}}{2}\left(z - \int_0^z e^{-\frac{y^2}{2\sigma^2}} dy\right) + \right.$$

$$\left. + \int_0^z \left(1 - e^{-\frac{y^2}{2\sigma^2}}\right) dy \int^{\frac{z-y-\mu}{\Omega\sqrt{2}}} e^{-x^2}\, dx, \text{ dacă } z \leqslant b\right.$$

$$F_{\zeta_r}(z) = \frac{1}{b\sqrt{\pi}}\left[\frac{\sqrt{\pi}}{2}\left(b - \int_0^b e^{-\frac{y^2}{2\sigma^2}} dy\right) + \right.$$

$$\left. + \int_0^b \left(1 - e^{-\frac{y^2}{2\sigma^2}}\right) dy \int_0^{\frac{z-y-\mu}{\Omega\sqrt{2}}} e^{-x^2}\, dx \right] +$$

$$+ \frac{1}{b\sqrt{\pi}} \int_b^z \left(e^{-\frac{(y-b)^2}{2\sigma^2}}\, e^{-\frac{y^2}{2\sigma^2}}\right) dy \,\cdot$$

$$\cdot\left(\frac{\sqrt{\pi}}{2} + \int_0^{\frac{z-y-u}{\Omega\sqrt{z}}} e^{-x^2}\, dx\right), \text{ dacă } z \geqslant b$$

Procedînd analog cazurilor anterioare (vezi în fig. 2, curba X_{ζ_r}) pentru o probabilitate limită acceptată de 0,004, rezultă:

$$\alpha_{\zeta_r} = \frac{\mu_{\zeta_r} - \Delta_{\zeta_r}}{w_{\zeta_r}} = -0{,}0326\,; \; k_{\zeta_r} =$$

$$= \frac{\lambda_{\zeta_r}}{0{,}33} = 1{,}128$$

recomandînd

$$\alpha_{\zeta_r} = \alpha z_{k_r} \cong -(0{,}01..0{,}02)\,; \;\; k_{\zeta_r} = k z_{k_r} \cong$$

$$\cong 1{,}09 \ldots 1{,}12 \qquad (28)$$

În al doilea caz avem $\tau_r = \delta + \tau$, unde δ este definită de asemenea de (27), iar τ de (23). O procedură absolut analogă (vezi curba $X\tau_r$, (fig. 2), conduce în final la valorile:

$$\alpha_{\tau_r} \cong -0{,}0213\,; \qquad k_{\tau_r} = 1{,}11$$

cu recomandarea:

$$\alpha_{\tau_r} = \alpha z_{kr} \cong -(0{,}01..0{,}02)\,;\; k_{\tau_r} = k z_{kr} \cong \cong 1{,}07 \ldots 1{,}10 \qquad (29)$$

Un exemplu de calcul al adaosurilor de prelucrare pentru un arbore neted $\varnothing 45_{-0.017}^{\;0}$ avînd lungimea de 118 mm, semifabricat laminat la cald, conduce la următoarele valori (pentru metoda probabilistică s-au aplicat valorile de mai sus ale coeficienţilor α şi k):

Tabelul 2

Metoda de lucru	Adaosuri de prelucrare				Dimensiunea semifabricatului
	Rectificarea de finisare	Rectificarea de degroşare	Strunjirea de finisare	Strunjirea de degroşare	
Metoda probabilistică	45 μm	280 μm	200μm	1740 μm	Ø47,3 mm
Metoda algebrică (Kovan)	52 μm	278μm	406 μm_5	2 570 μm	Ø48,3 mm

Avantajul metodei probabilistice de calcul al adaosurilor de prelucrare care conduce la valori mici-dar raţional stabilite-ale acestora, este evident cu tot efectul favorabil ce decurge de aici. Însă în cadrul domeniului său de aplicabilitate metoda îşi conservă avantajele numai în condiţiile unei asimilări corecte a caracteristicilor probabilistice ale variabilelor problemei. Această lucrare este o încercare în acest sens, studiul putînd fi continuat şi pentru alte cazuri de însumare în funcţie de densităţile de repartiţie admise pentru componentele H_{k-1}, $T_{k-1}\, \vec{\rho}_{k-1}\, \vec{\varepsilon}_{-k1}$.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Paradine, C. G., Rivett, B. N. P.*: Statistic for Technologists — London, 1963.

[2] *Mihoc, Gh., Ciucu, G., Craiu, V.*: Teoria probabilităţilor şi statistica matematică — Bucureşti, Ed. didactică şi pedagogică 1970.

[3] *Solonin, I.S.*: Matemticeskaia statistica v tehnologii maşinostroenia, Moskva, Maşghiz, 1960.

[4] *Salvadori, M. G., Baron, M. L.* Metode numerice în tehnică, traduce redin limba engleză, Bucureşti, Ed. tehnică 1972

[5] *Kovan V.M.*: Tehnologiia maşinostroenia — Moskva, Maşghiz, 1959.

[6] *Drăghici, Gh*: Bazele teoretice ale proiectării proceselor tehnologice în construcţia de maşini — Bucureşti, Ed. tehnică, 1971.

[7] *Girault, M.*: Calcul des probabilités en vue des applications — Paris, Dunod, 1964.

◆

CZ : 621.7 ; 621.91.07 ; 621.914

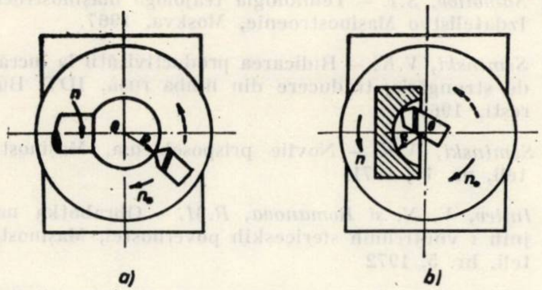
Prelucrarea suprafeţelor sferice prin strunjire şi frezare

A. *Abaterile de la sfericitate la prelucrarea suprafeţelor sferice prin strunjire*

Ing. C. Neagu; ing. Gh. Bădescu – Institutul politehnic – Bucureşti

Din literatura tehnică de specialitate [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 9, 10, 11] sînt cunoscute numeroase soluţii constructive de dispozitive utilizate la prelucrarea suprafeţelor sferice prin strunjire, dispozitive construite pe baza principiului generării cinematice a suprafeţeor sferice. Studiul cinematic al generării poate fi găsit în lucrarea [8], în care sînt rezolvate principalele aspecte ale cinematicii prelucrării, în ipoteza unui sistem tehnologic ideal. În realitate, ca şi în cazul altor prelucrări, sistemul tehnologic este afectat de erori, cum ar fi de exemplu erorile de reglaj, cedările elastice, deformaţiile termice etc. Deoarece în toate lucrările citate atenţia principală este acordată soluţiilor constructive şi domeniului de utilizare al dispozitivelor de strunjit sferic, ni se pare oportună întreprinderea unui studiu referitor la precizia prelucrării. Acest aspect a căpătat o importanţă deosebită în ultima vreme, ca urmare a pretenţiilor tot mai mari pe care le reclamă industria în legătură cu precizia pieselor prelucrate.

Utilizarea pieselor sferice la construcţia diferitelor mecanisme cu o importanţă practică deosebit de mare, cum ar fi de exemplu articulaţiile regulatoarelor de turbine, lagărele hidrostatice etc, necesită cunoaşterea cît mai exactă a parametrilor de calitate oferiţi de fiecare procedeu de prelucrare în parte. În cazul dispozitivelor de strunjit sferic sursa cea mai importantă de erori o constituie reglarea sistemului tehnologic în vederea prelucrării. Acest aspect a putut fi observat şi în practică [9], cu ocazia experimentării unor dispozitive pentru prelucrarea articulaţiilor sferice. Schema de principiu a dispozitivelor de strunjit sferic este prezentată în figura 1. Fie că este vorba de dispozitive care se montează pe căruciorul strungului, fie direct pe ghidajele maşinii-unelte, fie în suportul portcuţit, fie în pinola păpuşii mobile, schema din figura 1 este valabilă. Toate tipurile de dispozitive amintite asigură generarea suprafeţei sferice ca rezultat al interacţiunii a două mişcări circulare : una dintre mişcări efectuată de către piesă cu turaţia n, iar cealaltă de către sculă cu turaţia n_0. Condiţia necesară pentru obţinerea unor suprafeţe sferice corecte este ca centrul de rotaţie al dispozitivului (pe care se montează scula) să se găsească pe axa de rotaţie a strungului. În acest caz, în sistemul de referinţă cinematic al maşinii — unelte (fig. 2) ecuaţiile parametrice ale mişcării de aşchiere [8] sînt :



a) b)

Fig. 1

$$X = R\sin\theta$$
$$Y = R\cos\theta\cos\frac{n}{n_0}\theta \qquad (1)$$
$$Z = R\cos\theta\sin\frac{n}{n_0}\theta$$

în care :

R este raza suprafeţei sferice care se prelucrează :
n — turaţia piesei ;
n_0 — traţia sculei ;
θ — unghiul instantaneu de rotaţie al sculei.

Această curbă este o elice sferică a cărei deschidere poate fi controlată prin pasul său dat de expresia [8] :

$$p_c = 2R\sin\frac{n_0}{n}\pi \qquad (2)$$

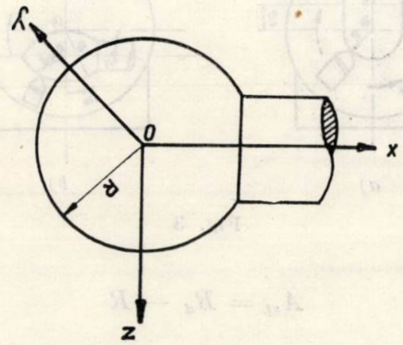


Fig. 2

În practică aducerea centrului de rotaţie al dispozitivului pe axa de rotaţie a piesei poate fi numai întîmplătoare. Totdeauna se face reglarea cu o anumită abatere $\pm e$ (fig. 3), numită excentricitate de reglaj. În prezenţa excentricităţii de reglaj, deşi scula a fost poziţionată corect în raport cu centrul de rotaţie al dispozitivului, la raza R, suprafaţa prelucrată va rezulta deformată. Cînd excentricitatea este pozitivă $(+e)$ suprafaţa obţinută va fi un tor (fig. 3a), iar cînd excentricitatea este negativă $(-e)$ suprafaţa obţinută va fi un fus toroidal (fig. 3b).

În aceste cazuri traiectoria mişcării de aşchiere este dată de ecuaţiile parametrice :

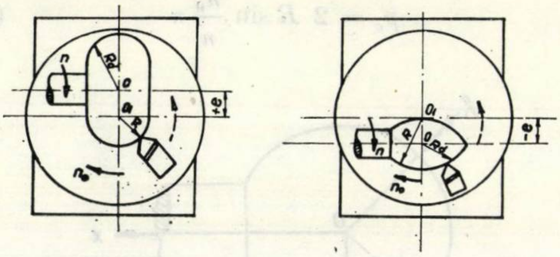
$$X = R\sin\theta$$
$$Y = (R\cos\theta \pm e)\cos\frac{n}{n_0}\theta \qquad (3)$$
$$Z = (R\cos\theta \pm e)\sin\frac{n}{n_0}\theta$$

Pentru a determina mărimea abaterii de la sfericitate, cauzată de către eroarea de reglaj, trebuie calculată raza R_d a suprafeţei sferice deformate.

Expesia acestei raze este dată de relaţia :

$$R_d = \sqrt{X^2 + Y^2 + Z^2} = \sqrt{R^2 + e^2 + 2Re\cos\theta} \qquad (4)$$

Abaterea de la sfericitate poate fi obținută în orice punct al suprafeței, ca diferența dintre raza suprafeței deformate R_d și raza suprafeței sferice ideale R:



a) b)

Fig. 3

$$A_{sf} = R_d - R \tag{5}$$

Din analiza relației (4) se constată că raza R_d este continuu variabilă și pentru anumite valori ale unghiului θ ea capătă valori maxime și minime.

În cazul excentricirății pozitive ($+e$) valoarea maximă se obține pentru $\theta = 0$, iar valoarea minimă pentru $\theta = \pm \frac{\pi}{2}$; în cazul excentricității negative valoarea maximă se obține pentru $\theta = \pm \frac{\pi}{2}$, iar valoarea minimă pentru $\theta = 0$.

În practică, suprafețele sferice numai în cazuri cu totul excepționale sînt suprafețe sferice complete. De cele mai multe ori se utilizează piese avînd numai porțiuni limitate de suprafețe sferice. În astfel de cazuri valorile extreme ale razei R_d se calculează pentru domeniul de variație al unghiului θ, corespuntor întinderii suprefeței sferice. Abaterea de la sfericitate (A_{sf}) calclată în punctele extreme (pentru R_d^{max} și pentru R_d^{min}) nu trebuie să depășească o anumită valoare, reglementată prin cîmpul de toleranță al piesei. În caz contrar piesa este rebut.

În vederea prelucrării, problema se abordează invers: în funcție de mărimea și semnul abaterilor prescrise în desenul de execuție se determină mărimea și semnul excentricității de reglaj admisibile. Această excentricitate este comparată cu excentricitatea standard a dispozitivului de lucru (de obicei cunoscută) și se stabilește în final dacă prelucrarea se poate efectua sau nu, cu mijloacele avute la dispoziție.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Schleiffer, I.C.* — Der Vorrichtungsbau, Beispielsammlung, Carl Hanser Verlag, München, 1965.

[2] *Mauri, H.* — Der Vorrichtungsbau, Heft 35 II Tiel, Siebent Auflange, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg New-York, 1968.

[3] *Samoilov, S.I.* — Tehnologia teajologo mașinostroenia, Izdatelistvo Mașinostroenie, Moskva, 1967.

[4] *Seminski, V.K.* — Ridicarea productivității la lucrările de strungărie, traducere din limba rusă, IDT, București, 1960.

[5] *Seminski, V.K.* — Noviie prisposoblenia, Mașinostroiteli, nr. 11, 1971.

[6] *Iuliev, V. N. și Romanova, R.M.* — Obrabotka narujnîh i vnutrennîh sfericeskih povernostei, Mașinostroiteli, hr. 5, 1972

[7] *Pomașkim, A.L.* — Obrabotka sfer, Mașinostroiteli, nr. 9, 1972.

[8] *Bădescu, Gh. Neagu, C Pavel, M* — Considerațiuni teoretice cu privire la generarea unor suprafețe de rotație prin strunjire, Construcția de mașini, nr. 7, București 1973.

[9] *Bădescu, Gh. Neagu, C, Lucaș, I*— Proiectarea și experimentarea unor echipamente tehnologice pentru executarea articulațiilor sferice,. Lucrare pe bază de contract cu I.M.G.B., Institutul politehnic, București, 1972.

[10] *Waller, J. A.* — Ausdrehwerkzeug für Kugelsitze, Werkstatt und Betrieb, nr. 4, 1972

[11] x x x — Kugeldrehgeräg für Drehmaschinen, Werkstadt und Betrieb, nr. 6, 1973.

◆

B. *Cinematica prelucrării suprafeţelor sferice prin frezare*

Ing. C. NEAGU; ing. GH. BĂDESCU – Institutul politehnic-Bucureşti

Prelucrarea suprafeţelor sferice prin aşchiere este condiţionată în cazul cel mai general de existenţa a două mişcări circulare [11]. Aceste mişcări corespund deplasării unui punct de pe muchia activă a sculei aşchietoare, simultan, pe traiectoriile directoare şi respectiv generatoare ale suprafeţei care se prelucrează. Pe baza acestui principiu de generare s-au construit maşini-unelte speciale şi dispozitive speciale pentru prelucrarea suprafeţelor sferice. Dacă în legătură cu asemenea construcţii literatura tehnică de specialitate [3, 4, 5, 6, 7, 8] dă numeroase soluţii, în ceea ce priveşte cinematica prelucrării se cunosc extrem de puţine date. Lipsa unor asemenea cunoştinţe limitează în prezent posibilitatea prescrierii unor regimuri optime de aşchiere, precum şi posibilitatea proiectării unor scule cu cele mai bune performanţe. Apare astfel necesitatea cunoaşterii traiectoriei mişcării de aşchiere şi a legii de variaţie a vitezei de aşchiere pentru fiecare mod de generare luat ca bază la prelucrarea suprafeţelor sferice.

În lucrarea [11] sînt rezolvate principalele probleme legate de cinematica prelucrării suprafeţelor sferice prin strunjire. În această lucrare se studiază un caz mai general, corespunzător prelucrării suprafeţelor sferice prin frezare (fig. 1), pe baza a trei ipoteze:

- în timpul prelucrării sistemului tehnologic nu suferă deformaţii elastice, adică are o rigiditate infinită;
- în sistem nu există jocuri;
- sistemul tehnologic nu este afectat de către erorile de reglaj.

În timpul prelucrării, un punct M de pe tăişul activ al sculei aşchietoare (fig. 1) se deplasează simultan pe două traiectorii circulare:

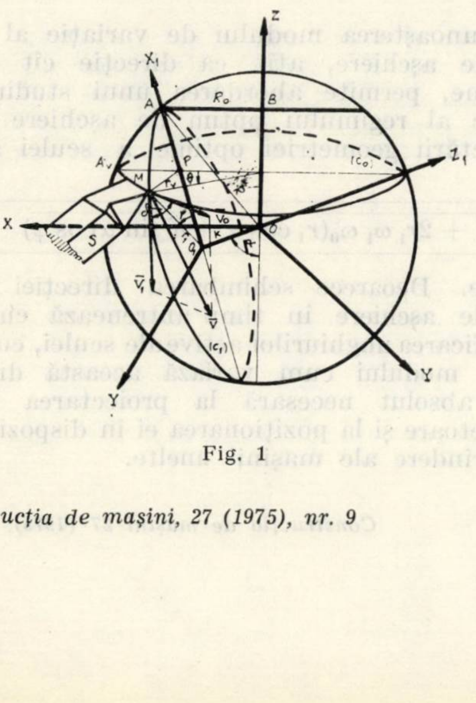


Fig. 1

- pe curba directoare (C_0) cu viteza $\bar{V}_0$, corespunzătoare mişcării de rotaţie a piesei;
- pe curba generatoare (C_1) cu viteza $\bar{V}_1$, corespunzătoare mişcării de rotaţie a sculei.

Normalele la cele două plane, definite de către curbele directoare şi respectiv generatoare, se intersectează sub unghiul α, corespunzător înclinării capului vertical al maşinii de frezat.

Planul curbei generatoare se găseşte la distanţa $K = 00_1$ faţă de centrul suprafeţei sferice care se prelucrează. Introducerea parametrului K condiţionează mărimea razei r_1 a cercului generator pe care se deplasează scula:

$$r_1 = \sqrt{R^2 - K^2} \qquad (1)$$

unde R reprezintă raza suprafeţei sferice care se prelucrează.

Dacă raportăm mişcarea de rotaţie a piesei la un sistem de referinţă cartezian $OXYZ$, iar cea a sculei la un alt sistem de referinţă cartezian $O_1X_1Y_1Z_1$ (fig. 1), ecuaţiile parametrice ale traiectoriei mişcării de aşchiere pot fi scrise sub forma:

$$\begin{aligned} X &= X_1\alpha_x + Y_1\alpha_y + Z_1\alpha_z + X_{0_1} \\ Y &= X_1\beta_x + Y\beta_y + Z_1\beta_z + Y_{0_1} \qquad (2) \\ Z &= X_1\gamma_x + Y\ \gamma_y + Z_1\gamma_z + Z_{0_1} \end{aligned}$$

în care: X_1, Y_1, Z_1 reprezintă coordonatele punctului M în sistemul de referinţă al sculei;

X_{0_1}, Y_{01}, Z_{0_1} coordonatele originii sistemului de referinţă al sculei, în sistemul de referinţă al piesei:

$\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z \beta_x \beta_y \beta_z$ cosinusurile directoare ale axelor sistemului de referinţă al sculei, în raport cu axele sistemului de referinţă al piesei.

Coordonatele X_1, Y_1, Z_1 se pot exprima în funcţie de raza r_1 a cercului generator şi de unghiul instantaneu de rotaţie al sculei φ (fig. 1), cu relaţiile:

$$\begin{aligned} X_1 &= r_1 \cos \varphi \\ Y_1 &= r_1 \sin \varphi \qquad (3) \\ Z_1 &= 0 \end{aligned}$$

La rîndul lor, coordonatele X_{0_1}. Y_{0_1}, Z_{0_1} pot fi exprimate în funcţie de parametrul K, unghiul de nclinare α şi unghiul instantaneu de rotaţie al piesei θ :

$$X_{0_1} = K \sin \alpha \cos \theta$$
$$Y_{0_1} = K \sin \alpha \sin \theta \qquad (4)$$
$$Z_{0_1} = -K \cos \alpha$$

Ţinînd seama de expresiile (3) şi (4) şi de valorile cosinusurilor directoare date în tabelul 1, ecuaţiile parametrilor ale traiectoriei pot fi scrise astfel :

$$X = r_1 \cos \alpha \cos \theta \cos \varphi - - r_1 \sin \theta \sin \varphi + K \sin \alpha \cos \theta$$
$$Y = r_1 \cos \alpha \sin \theta \cos \varphi + + r_1 \cos \theta \sin \varphi + K \sin \alpha \sin \theta \qquad (5)$$
$$r = T_1 \sin \alpha \cos \varphi - k \cos \alpha$$

Proiecţiile vitezei de aşchiere $\bar{V}$ pe cele trei axe ale sistemului de referinţă $OXYZ$ se obţin prin derivarea expresiilor (5) în raport cu timpul. În acest scop unghiurile instantanee de rotaţie, al sculei φ şi respectiv al piesei θ, se exprimă în funcţie de vitezele unghiulare ω_1 şi ω_0 pe care le au scula şi respectiv piesa :

$$\varphi = \omega_1 t ; \quad \theta = \omega_0 t \qquad (6)$$

Astfel se obţine :

$$V_x = - r_2 \omega_1 (\cos \alpha \cos \theta \sin \varphi + \sin \theta \cos \varphi) - \omega_0 (r_1 \cos \alpha \sin \theta + + k \sin \alpha \sin \theta + r_1 \cos \theta \sin \varphi)$$
$$V_y = - r_1 \omega_1 (\cos \alpha \sin \theta \sin \varphi - - \cos \theta \cos \varphi) + \omega_0 (r_1 \cos \alpha \cos \theta \cos \varphi + + K \sin \alpha \cos \theta - r_1 \sin \theta \sin \varphi \qquad (7)$$
$$V_z = - r_1 \omega_1 \sin \alpha \sin \varphi$$

Vectorul $\bar{V}$ al vitezei de aşchiere se obţine ca sumă a proiecţiilor sale după cele trei axe ale sistemului de referinţă $OXYZ$:

$$V = V_x \bar{i} + V_y \bar{j} + V_z \bar{k} \qquad (8)$$

Mărimea acestei viteze este dată de relaţia :

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2} \qquad (9)$$

care dezvoltată conduce la expresia următoare :

$$V = \sqrt{r_1^2 \omega_1^2 + [r_1^2 \sin^2 \varphi + (r^2 \cos \alpha \cos \varphi + k \sin \alpha)^2] \omega_0^2 + 2 r_1 \omega_1 \omega_0 (r_1 \cos \alpha + K \sin \alpha \cos \varphi)} \qquad (10)$$

Analiza relaţiei (10), în concordanţă cu figura 1, ne permite să facem următoarele constatări : forma :

— produsul $r_1^2 \omega_1^2$ reprezintă pătratul vitezei de deplasare a punctului generator M pe traiectoria generatoare, adică V_1^2;

— expresia $r_1^2 \sin^2 \varphi + (r_1 \cos \alpha \cos \varphi + K \sin \alpha)^2$ reprezintă pătratul razei variabile a traiectoriei directoare instantanee, adică r_a^2 (fig. 1); deci produsul dintreaceastă expresie şi ω_0^2 reprezintă pătratul vitezei de deplasare a punctului generator M pe traiectoria directoare, adică V_0^2.

Tabelul 1.

	x_1	y_1	z_1
x	$\cos \alpha \cos \theta$	$- \sin \theta$	$- \sin \alpha \cos \theta$
y	$\cos \alpha \sin \theta$	$\cos \theta$	$- \sin \alpha \sin \theta$
z	$\sin \alpha$	0	$\cos \alpha$

Cu aceste precizări, relaţia (10) poate fi adusă la forma :

$$V = \sqrt{V_1^2 + V_0^2 + 2 r_1 \omega_1 \omega_0 (r_1 \cos \alpha + k \sin \alpha \cos \varphi)} \qquad (11)$$

Relaţia (11) mai poate fi încă transformată dacă se are în vedere că unghiul format de cele două viteze $\bar{V}_1$ şi $\bar{V}_0$ rezultă din expresia :

$$\cos \delta = \frac{r_1 \cos \alpha + k \sin \alpha \cos \varphi}{r_v} \qquad (12)$$

Astfel, se obţine relaţia cea mai restrînsă care dă expresia vitezei de aşchiere :

$$V = \sqrt{V_1^2 + V_0^2 + 2 V_1 V_0 \cos \delta} \qquad (13)$$

Această relaţie poate fi obţinută direct pe baza construcţiei din figura 1, ceea ce confirmă valabilitatea celor două relaţii (10) şi (11), stabilite pentru valoarea vitezei de aşchiere. Rezultatele obţinute în această lucrare referitoare la cinematica prelucrării suprafeţelor sferice prin frezare sînt importante cel puţin din următoarele puncte de vedere :

1. Cunoaşterea ecuaţiilor prametrice ale traiectoriei mişcării de aşchiere are aplicaţii în studiul rugozităţii suprafeţelor sferice prelucrate prin frezare. Această traiectorie fiind o curbă ciclică, modul cum ea se repetă în timp determină desimea urmelor lăsate de sculă pe suprafaţa prelucrată. Prin modificarea parametrilor de care depinde această traiectorie se poate deci influenţa rugozitatea suprafeţei prelucrate.
2. Cunoaşterea modului de variaţie al vitezei de aşchiere, atît ca direcţie cît şi ca mărime, permite abordarea unui studiu ştiinţific al regimului optim de aşchiere şi al proiectării geometriei optime a sculei aşchietoare. Deoarece schimbarea direcţiei vitezei de aşchiere în timp antrenează cu sine modificarea unghiurilor active ale sculei, cunoaşterea modului cum variază această direcţie este absolut necesară la proiectarea sculei aşchietoare şi la poziţionarea ei în dispozitivele de prindere ale maşinii unelte.

În ceea ce privește variația vitezei de așchiere ca mărime, aceasta are influență asupra durabilității sculei așchietoare, și ca urmare trebuie cunoscută la proiectarea regimului de așchiere.

BIBLIOGRBFIE

Bolez, E: Bazele generării suprafețelor pe mașini-unelte. București, Ed. tehnică, 1966

Duca, Z: Bazele teoretice ale prelucrărilor pe mașini unelte, Ed. didactică și pedagogică, București, 1969.

3] *Schleiffer, I.C.*: Der Vorrichtungsbau,Beispielsammlung, Carl Hanser Verlag, München, 1965

[4] *Mauri, H*: Der Vorrichtungsbau, Heft 35, II Teil, Siebente Auflage, Springer Verlag, Berlin-Heidel berg — New-York, 1968.

[5] *Mitrofanov P.S.* Tehnologia de grup în construcția de mașini, (traducere din limba rusă), Ed. tehnică, București, 1962.

[6] *Samoilov, S.I* Tehnologia teajologo mașinostroenia, Izdatelistvo Mașinostroenie, Moskva, 1967.

[7] *Weissman, E*: Tehnologia costrucției de mașini, Ed. tehnică București, 1957.

[8] *Muller, E și Ilieșu, F*: Prelucrarea fusurilor și lagărelor sferice prin frezare, Construcția de mașini, nr. 5, București, 1972

[9] *Sauer, L*: Optimizarea mărimilor de așchiere (rezumatul tezei de doctorat), Institutul politehnic, București, 1969

[10] *Drăghici, G*: Bazele teoretice ale proiectării proceselor tehnologice în construcția de mașini. Ed. tehnică, 1971.

[11] *Bădescu, Gh, Neagu, C, Pavel, M*: Considerații teoretice cu privire la generarea unor suprafețe de rotație prin strunjire. În: Construcția de mașini, nr. 7, București 1973.

[12] *Stout, K. J.* — Some aspects of the production of spherical hydrostatic bearings. Machinery and production engineering, 15 December, 1971.

[13] *Tobiaz, C* — Obrobka powierzehni kulistych frezomonien obiegowym, Mechanik, nr. 1, 1970.

◆

C. *Cercetări privind abaterile de la sfericitate în cazul prelucrării suprafețelor sferice prin frezare*

Ing. **C. NEAGU** ing. **GH. BĂDESCU** – Institutul politehnic – București
ing. **M. BUTUC**[1] – Intreprinderea „Republica” – București

Toate prelucrările prin așchiere au drept scop obținerea unor piese cît mai apropiate ca formă și dimensiuni de modelul lor teoretic exprimat prin desenul produsului finit. Obținerea unei concordanțe absolute între piesa prelucrată și modelul său teoretic este irealizabilă din punct de vedere practic. Astfel, datorită imperfecțiunilor utilajelor de prelucrare și a mijloacelor de măsurare se înregistrează totdeauna abateri de la forma teoretică. Aceste abateri, care pot fi geometrice sau dimensionale, reflectă gradul de corespondență dintre piesa reală și modelul ei teoretic. În felul acesta, abaterea reprezintă o variabilă care definește precizia prelucrării mecanice [1].

În lucrarea [3] au fost puse bazele teoretice ale prelucrării suprafețelor sferice prin frezare în ipoteza unui sistem tehnologic ideal, adică cu rigiditate infinită și fără jocuri între elementele componente. De asemenea, s-a presupus că toate reglările efectuate în vederea prelucrării nu sînt afectate de erori. În felul acesta au fost deduse ecuațiile parametrilor ale traiectoriei mișcării de așchiere ideale exprimate prin relațiile:

$$X = r_1 \cos\alpha \cos\theta \cos\varphi - r_1 \sin\theta \sin\varphi + K \sin\alpha \cos\theta$$

$$Y = r_1 \cos\alpha \sin\theta \cos\varphi + r_1 \cos\theta \sin\varphi + K \sin\alpha \sin\theta \tag{1}$$

$$Z = r_1 \sin\alpha \cos\varphi - K \cos\alpha$$

în care:

r_1 este raza cercului generator, descris de un punct de pe tăișul activ al sculei așchietoare;

α — unghiul de lucru al capului vertical al mașinii de frezat;

Q — unghiul instantaneu de rotație al piesei;

φ — unghiul instantaneu de rotație al sculei;

K — o constantă a prelucrării, dată de relația:

$$K = \sqrt{R^2 - r_1^2}, \tag{2}$$

unde R reprezintă raza suprafeței sferice care se prelucrează.

În realitate în timpul prelucrării în sistemul tehnologic au loc deformații elastice și deplasări relative între elementele componente, în limitele jocurilor funcționale, iar sistemul este afectat de erori de reglaj cauzate de imperfecțiunea instrumentelor folosite și de subiectivitatea operatorului uman, toate acestea conducînd în final la obținerea unor piese cu abateri geometrice și dimensionale. În continuare se vor studia influențele exercitate de către erorile de reglaj și de către jocurile din sistem asupra preciziei prelucrării. În acest scop se face ipoteza că în timpul prelucrării sistemul tehnologic nu este afectat de deformații elastice, adică are o rigiditate infinită. Datorită erorii de reglaj axa de rotație a sculei O_1Z_1 nu se mai intersectează cu axa de rotație a piesei OZ (fig. 1) ci capătă o deplasare e numită în continuare excentricitate. Existența acestei excentricității face ca cercul generator (C_1) să ocupe poziția (C_1') și ca urmare profilul suprafeței prelucrate rezultă deformat.

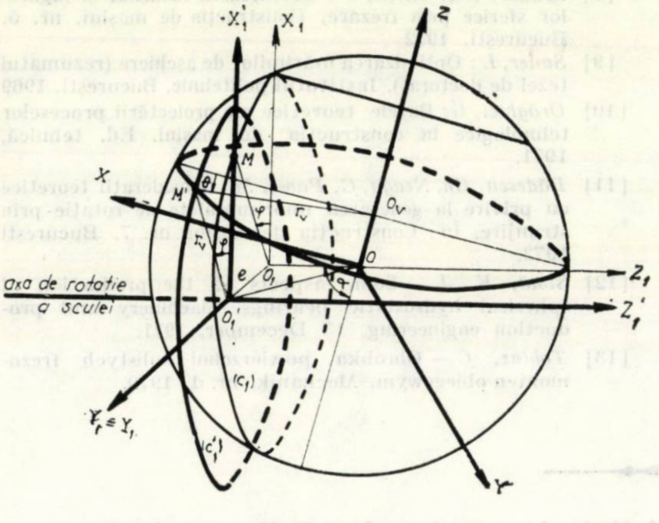


Fig. 1

Noile coordonate ale punctului generator, respectiv ecuațiile parametrice ale traiectoriei mișcării de așchiere deformate se obțin luînd în considerare deplasarea originii sistemului de referință al sculei.

În felul acesta se obține:

$$X = r_1 \cos\alpha \cos\theta \cos\varphi - r_1 \sin\theta \sin\varphi +$$

$$+ K \sin\alpha \cos\theta - e \sin\theta$$

$$Y = r_1 \cos\alpha \sin\theta \cos\varphi + r_1 \cos\theta \sin\varphi +$$

$$+ K \sin\alpha \sin\theta + e \sin\theta \qquad (3)$$

$$Z = r_1 \sin\alpha \cos\varphi - K \cos\alpha$$

Datorită rezistenței de așchiere axa de rotație a sculei $O_1' Z_1'$ execut o mișcare de revoluție pe o circumferință (C_2), de rază j_1 (fig. 2). Mărimea jocului j_1 depinde de tipul constructiv al lagărului arborelui principal al capului de frezat. Pentru a găsi poziția relativă a punctului de contact intre fus și lagăr în raport cu punctul generator M, se descompune forța de așchiere R după trei direcții (fig. 3). În felul acesta rezultă cele trei componente ale forței de așchiere:

— componenta tangențială F_{t_0}, tangentă la traiectoria directoare(C_0)

— componenta tangențială F_{t_1} tangentă la traiectoria generatoare (C_1)

— componenta radială F_r, dirijată în lungul corpului sculei și paralelă la axa de rotație $O_1' Z_1'$.

Poziția punctului Q de contact dintre fus și lagăr este determinată de direcția forței tangențiale F_{t_1} (fig. 3). Deoarece această forță este tangentă la traiectoria generatoare (C_1) în punctul de contact M al sculei cu piese punctul Q este decalat cu 90° în urma punctului M; deci $\beta + \varphi = 9p°$ (fig.3).

Datorită prezenței jocului j_1 mărimea excentricității se modificată (fig. 2). Această excentricitate modificată, numită excentricitate funcțională, are valoarea:

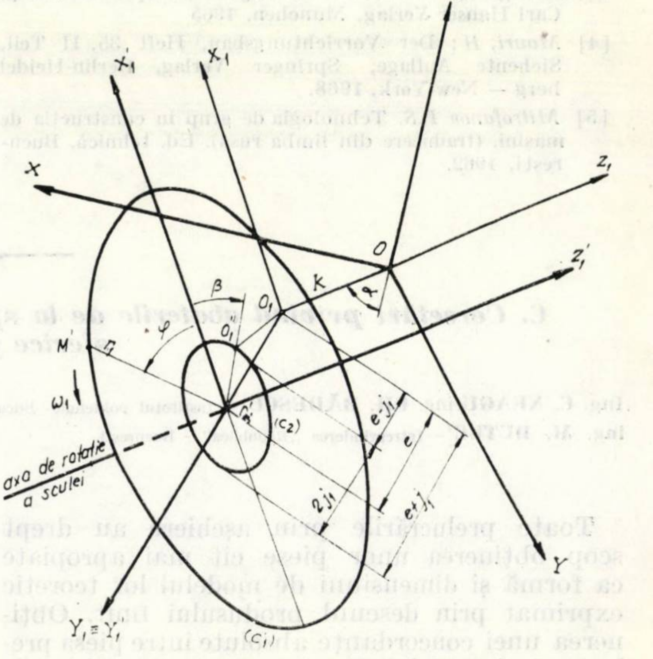


Fig. 2

$$e' = e - j_1 \sin\beta = e - j_1 \cos\varphi \qquad (4)$$

Dacă în relațiile (3) se înlocuiește eroarea de reglaj e cu excentricitatea funcțională e', se obțin ecuațiile parametrice ale traiectoriei defor-

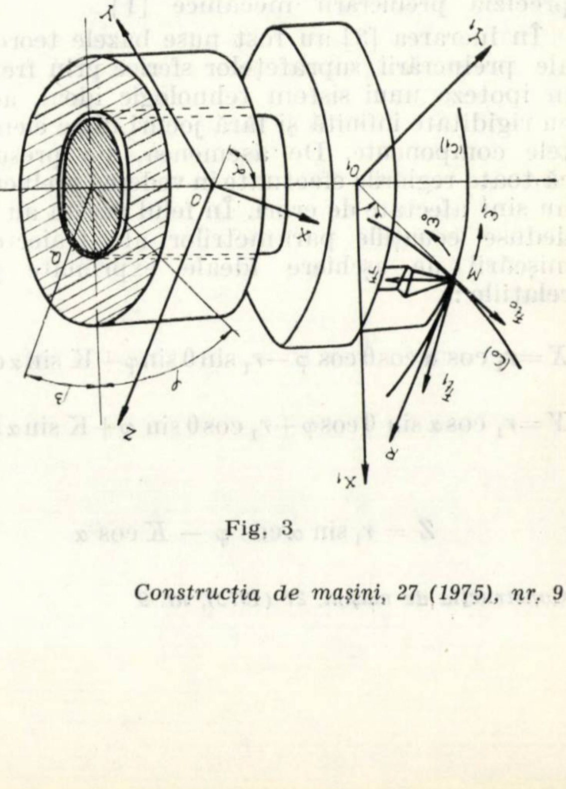


Fig. 3

mate care ţin seama şi de jocul funcţional dintre fus şi lagăr. Aceste ecuaţii au expresile :

$$X = r_1 \cos\alpha \cos\theta \,\mathrm{xos}\, \varphi - r_1 \sin\theta \sin\varphi +$$

$$+ K \sin\alpha \cos\theta - (e - J_1 \cos\varphi) \sin\theta$$

$$Y = r_1 \cos\alpha \sin\theta \cos\varphi + r_1 \cos\theta \sin\varphi +$$

$$+ K \sin\alpha \sin\theta + (e - j_1 \cos\varphi) \cos\theta \qquad (5)$$

$$Z = r_1 \sin\alpha \cos\varphi - K \cos\alpha$$

Componenta tangenţială F_{t_0} fiind tangentă tot timpul la traiectoria directoare (C_0), respectiv perpendiculară pe axa de rotaţie a piesei, va face ca aceasta din urmă să execute o mişcare de revoluţie pe un cerc (C_3), de rază j_0(fig. 4) ; j_0 reprezintă jocul din lagărul dispozitivului de antrenare al piesei şi mărimea lui depinde de timpul constructiv al lagărului. Datorită prezenţei acestui joc, originea ideală a sistemului de referinţă al piesei, respectiv punctul O, se deplasează şi ocupă poziţia O' decalată cu 90° în urma punctului generator M.

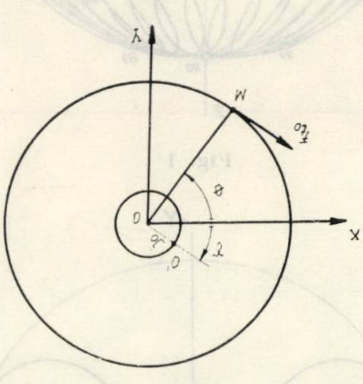


Fig. 4

În felul acesta suprafaţa care se prelucrează capătă o deformare suplimentară, care se adaugă celei cauzate de excentricitatea funcţională şi în final ecuaţiile parametrice ale traiectoriei deformate capătă forma :

$$X = r_1 \cos\alpha \cos\theta \cos\varphi - r_1 \sin\theta \sin\varphi +$$

$$+ K \sin\alpha \cos\theta - (e - j_1 \cos\varphi j_0) \sin\theta$$

$$Y = r_1 \cos\alpha \sin\theta \cos\varphi + r_1 \cos\theta \sin\varphi +$$

$$+ K \sin\alpha \sin\theta + (e - j_1 \cos\varphi - j_0) \cos\theta \quad (6)$$

$$Z = r_1 \sin\alpha \cos\varphi - K \cos\alpha$$

Mărimea abaterii de la sfericitate, cauzată de către eroarea de reglaj şi de către jocurile funcţionale, poate fi pusă în evidenţă dacă se scrie expresia razei suprafeţei deformate în raport cu punctul O. Expresia acestei raze este dată de relaţia :

$$R_d = \sqrt{X^2 + Y^2 + Z^2} \qquad (7)$$

care dezvoltată conduce la :

$$R_d = \sqrt{r_1^2 + K^2 + (e - j_1 \cos\varphi - j_0) + 2r_1 \sin\varphi (e - j_1 \cos\varphi - j_0)} \qquad (8)$$

Deoarece mărimile e, j_1, j_0 au valori foarte mici, termenul al doilea de sub radical se poate neglija şi se obţie astfel pentru rază o expresie mai simplă :

$$R_d = \sqrt{r_1^2 + K^2 + 2r_1 \sin\varphi (e - j_1 \cos\varphi - j_0)} \qquad (9)$$

Deoarece $r_1^2 + K^2 = R^2$ (R fiind raza suprafeţei sferice ideale) relaţia (9) mai poate fi scrisă şi sub forma :

$$R_d = \sqrt{R^2 + 2\, r_1 \sin\varphi (e - j_1 \cos\varphi - j_0)} \qquad (10)$$

Abaterea de la sfericitate poate fi definită ca diferenţa dintre raza suprafeţei deformate R_d şi raza suprafeţei ideale R :

$$A_{sf} = R_d - R \qquad (11)$$

Deoarece raza R_d este continuu variabilă, în funcţie de unghiul φ, abaterea de la sfericitate va fi de asemenea variabilă.

Dacă se consideră de exemplu o sferă cu raza $R = 50$ mm, prelucrată în condiţiile $r_1 = 35$ mm, $e = 0{,}03$ mm, $j_1 = 0{,}008$ mm şi $j_0 = 0{,}015$ mm, se obţine în planul ecuatorial al sferei :

$$R_d = \sqrt{50^2 + 2{,}35\,(0{,}04 - 0{,}015)} = 50{,}01 \text{ mm}$$

$$A_{sf} = 0{,}01 \text{ mm.}$$

Pentru verificarea acestor rezultate teoretice s-au cercetat experimental abaterile de la sfericitate în cazul a cinci piese prelucrate pe o maşină de frezat universală, în condiţiile parametrilor enumeraţi mai sus. Ultima trecere s-a făcut cu adîncime mică de aşchiere (0,1 mm) pentru a evita apariţia unor deformaţii elastice însemnate în sistem. Măsurătorile făcute asupra pieselor prelucrate cu metoda prezentată în lucrarea [4] au dus la rezultate apropiate de cele obţinute prin calcul teoretic.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Tîrpe, Gh*: Precizia prelucrării prin aşchiere, Editura tehnică, Bucureşti, 1972.
[2] *Lăzărescu I.* ş.a. Toleranţe şi măsurări tehnice, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1969.
[3] *Neagu, C, Bădescu, Gh*: Cinematica prelucrării suprafeţelor sferice prin frezare. Comunicare la sesiunea ştiinţifică a Institutului politehnic-Bucureşti organizată în cinstea Congresului al XI-lea al PCR, 1974.
[4] *Bădescu, Gh. Neagu, C. Lucaş, I.*: Metodă de măsurare şi control al pieselor sferice pe aparatul ABBE. În : Metrologia aplicată, nr. 1, 1975.

D. *Influența corelației dintre turația sculei și turația piesei asupra rugozității suprafețelor sferice prelucrate prin frezare*

Ing. C. NEAGU; ing. GH. BĂDESCU – Institutul politehnic – București

Din studiul cinematic al prelucrării suprafețelor sferice prin frezare [1] a rezultat că traiectoria mișcării de așchiere este o curbă ciclică. În sistemul de referință al mașinii-unelte [1] ecuațiile parametrice ale acestei curbe sînt:

$$X = r_1 \cos\theta \cos\varphi \cos\alpha - r_1 \sin\theta \sin\varphi + K \cos\theta \sin\alpha$$

$$Y = r_1 \sin\theta \cos\varphi \cos\alpha + r_1 \cos\theta \sin\varphi + K \sin\theta \sin\alpha \qquad (1)$$

$$Z = r_1 \cos\varphi \sin\alpha - K \cos\alpha$$

în care:

r_1 este raza cercului generator al suprafeței, descris de de către un punct de pe tăișul activ al sculei așchietoare;

α — unghiul de lucru al capului vertical al mașinii de frezat;

θ — unghiul instantaneu de rotație al piesei;

φ — unghiul instantaneu de rotație al sculei;

K — o constantă a prelucrării dată de relația:

$$K = \sqrt{R^2 - r_1^2} \qquad (2)$$

unde: R reprezintă raza suprafeței sferice care se prelucrează.

Forma acestei curbe și modul de repetare al ei după fiecare ciclu de prelucrare (o rotație completă a piesei) depind de corelația dintre turația sculei și turația piesei, respectiv de raportul unghiurilor φ și θ:

$$m = \frac{\varphi}{\theta} = \frac{n_1}{n_0} \qquad (3)$$

Astfel, dacă m este un număr întreg, după o rotație completă a piesei scula va ajunge în același punct de la care s-a început prelucrarea, în felul acesta noua traiectorie descrisă de către sculă suprapunîndu-se perfect peste traiectoria descrisă în ciclul anterior. O astfel de situație este prezentată în figurile 1 și 2, în care sînt date proiecțiile traiectoriei mișcării de așchiere pe planele *XOZ* și *XOY*, pentru anumite valori ale parametrilor așchierii. Acești parametri sînt:

$$R = 60 \text{ mm};\ r_1 = 40 \text{ mm}$$

$$\alpha = 52 \text{ grade}$$

$$n_1 = 750 \text{ rot/min};\ n_0 = 25 \text{ rot/min}.$$

Celor două turații adoptate, la un unghi θ de rotație al piesei egal cu un grad, le corespunde un unghi φ de rotație al sculei egal cu 30 de grade.

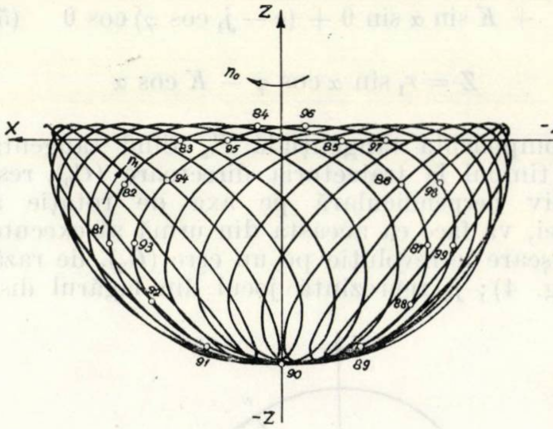


Fig. 1

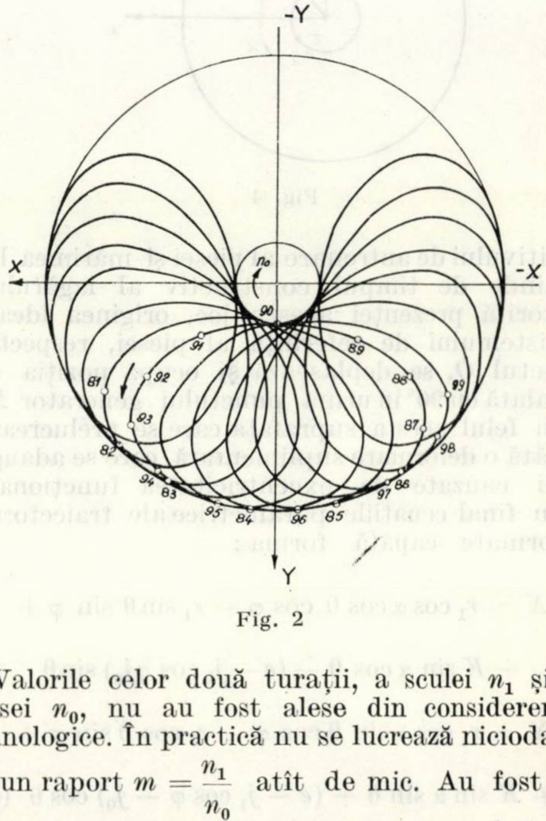


Fig. 2

Valorile celor două turații, a sculei n_1 și a piesei n_0, nu au fost alese din considerente tehnologice. În practică nu se lucrează niciodată cu un raport $m = \frac{n_1}{n_0}$ atît de mic. Au fost adoptate aceste valori numai cu scopul de a putea da o reprezentare grafică convenabilă traiectoriei mișcării de așchiere. Pentru a pune în evidență forma acestei curbe, în cele două proiecții (fig. 1 și 2) au fost numerotate cîteva puncte prin care trece curba. Reprezentarea grafică a fost făcută prin trasarea a 180 de puncte aparţinînd curbei, corespunzătoare rotaţiei piesei de 180 de grade. Dacă raportul m nu este un număr întreg, în al doilea ciclu de prelucrare noua traiectorie a mişcării de aşchiere va trece prin alte puncte ale suprafeţei. Cunoaşterea acestui aspect al cinematicii prelucrării are o importanţă deosebită la finisarea suprafeţelor sferice.

Deoarece în timpul prelucrării sistemul tehnologic maşină unealtă — dispozitiv — piesă — sculă suferă deformaţii elastice, trebuie ca ultima trecere de finisare să se realizeze cu o adîncime de aşchiere cît mai mică. Este indicat chiar ca această ultimă trecere să se facă numai pe seama revenirilor elastice ale sistemului tehnologic, deci fără a poziţiona scula la o nouă adîncime de aşchiere. În acest fel raportul dintre cele două turaţii $m = \frac{n_1}{n_0}$ are o influenţă deosebită asupra rugozităţii suprafeţei prelucrate. Dacă acest raport este un număr întreg, la ultima trecere de finisare sculă va călca pe aceleaşi urme şi nu va reuşi să realizeze o bună netezime a suprafeţei. Dacă însă raportul $m = \frac{n_1}{n_0}$ nu va fi un număr întreg scula va călca între urmele lăsate în ciclul precedent de prelucrare, obţinînd în felul acesta o bună netezime a suprafeţei.

Verificarea experimentală a acestui aspect teoretic s-a făcut prin prelucrarea unui număr însemnat de piese, măsurînd apoi rugozitatea. În toate cazurile s-a constatat o tendinţă evidentă de îmbunătăţire a calităţii suprafeţei cînd s-a lucrat cu raportul $m = \frac{n_1}{n_0} \neq$ de un număr întreg. Dintre toate încercările efectuate cea mai semnificativă a fost aceea a prelucrării de finisare a unei sfere cu Φ 120 în două situaţii diferite :

— în primul caz s-a lucrat cu $n_1 = 750$ rot/min (viteză de aşchiere, $V = 265$ m/min) şi $n_0 = 0{,}215$ rot/min (avansul pe minut, $s_m = 75$ mm/min) ;

— în cazul al doilea s-a lucrat cu $n_1 = 750$ rot/min şi $n_0 = 0{,}150$ rot/min (avansul pe minut $s_m = 52{,}8$ mm/min).

Toţi ceilalţi parametri ai procesului de aşchiere au fost identici în ambele cazuri de experimentare. În primul caz, cînd raportul $m = \frac{n_1}{n_0} \neq$ întreg s-a obţinut o rugozitate $R_a \approx 0{,}8\ \mu$ m ; iar în cazul al doilea cînd $m = \frac{n_1}{n_0} =$ întreg s-a obţinut o rugozitate $R_a \approx 1{,}6\ \mu m$, cu toate că avansul a fost mai mic.

Rezultatele obţinute pe cale experimentală vin să confirme alături de cele teoretice faptul că pentru obţinerea unei suprafeţe cu o netezime cît mai bună trebuie să se realizeze o corelaţie judicioasă între turaţia sculei şi turaţia piesei, corelaţie care trebuie să aibă în vedere ca raportul dintre turaţia sculei şi turaţia piesei să fie diferit de un număr întreg. Cunoaşterea acestui aspect al prelucrării, corelat cu cunoaşterea celorlalte aspecte de bază descrise în literatura de specialitate, ajută la obţinerea unor suprafeţe sferice de bună calitate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Neagu, C., Bădescu, Gh.* Cinematica prelucării suprafeţelor sferice prin frezare. În : Construcţia de maşini, nr, 9, 1975 p. 453.

[2[*Beagu, C, Bădescu, Gh, Butuc, M* : — Cercetări privind abaterile de la sfericitate în cazul prelucrării suprafeţelor sferice prin frezare. În : Construcţia de maşini, nr. 9. 1975, p. 455.

CZ: 621.91.07 ;669.14.018.8

Considerații asupra deformațiilor plastice la așchierea oțelurilor inoxidabile în lumina teoriei dislocațiilor

Ing. **Aurelian VLASE** Institutul politehnic – Bzucurești

Cercetările experimentale ale procesului de așchiere a aliajelor inoxidabile arată că stratul de material așchiat de pe semifabricat suferă o deformație plastică cu mult mai mare decît în cazul oțelurilor obișnuite de construcție [2]. Studiul deformațiilor plastice în lumina teoriei dislocățiilor are o deosebită importanță pentru a se putea acționa asupra condițiilor de așchiere în vederea îmbunătățirii prelucrabilității.

Multă vreme s-a considerat că structura corpurilor cristaline este perfectă. În prezent se știe însă că structurii corpurilor cristaline îi sînt caracteristice diferite abateri de la distribuția ordonată a atomilor rețelei cristaline. Astfel de abateri se numesc imperfecțiuni sau defecte de rețea [1]. Defectele de rețea se clasifică în defecte punctiforme, liniare (dislocații) și de suprafață. Ele joacă un rol foarte mare în determinarea multora dintre proprietățile metalelor, ca de exemplu limita de curgere, rezistența la rupere, cîmpul coercitiv etc., denumite și proprietăți sensibile structural.

O a doua grupă de proprietăți, cum ar fi saturația magnetică, proprietățile de elasticitate etc., se numesc proprietăți insensibile structural, deoarece natura lor poate fi înțeleasă considerînd rețeaua cristalină ideală, fără a lua în considerare defectele de rețea [1].

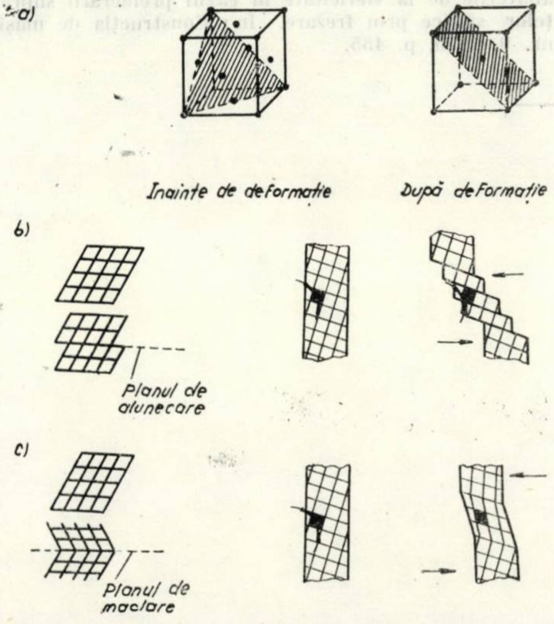


Fig. 1. Rețele cristaline cubice cu fețe centrate și cu volum centrat (a) și deformația cristalelor prin alunecare (*b*) și prin maclare (*c*).

Toate metalele și aliajele lor, printre care și cele inoxidabile, au o structură policristalină, adică prezintă o mulțime de cristale mici legate între ele, grăunțe de formă neregulată, anizotrope după proprietățile lor mecanice, fizice și chimice [5, 2].

În cazul general diferitele cristale sînt orientate între ele în mod absolut arbitrar. La limitele grăunțelor se dispun impurități insolubile, de cele mai dese ori oxizi și silicați, formînd așa-numita substanță intercristalină [3]. Unele grăunțe au o structură cristalină a cărei particularitate caracteristică este dispunerea riguros determinată a atomilor de metal în spațiu. În felul acesta atomii de metal formează o rețea spațială (fig. 1.a.). Cristalele cu fețe centrate ale oțelurilor inoxidabile de clasă austenitică au douăsprezece sisteme posibile de alunecare: patru plane de alunecare cu trei direcții în fiecare plan.

Numărul mare de sisteme de alunecare caracteristice acestor oțeluri austenitice asigură o capacitate mare de deformare plastică. Oțelurile inoxidabile de clasă feritică cu rețea cubică cu volum centrat sînt mai puțin plastice decît cele de clasă austenitică, deoarece planele au densități în atomi mai mici, deși numărul sistemelor de alunecare este foarte mare, de 48 [1].

Caracteristic pentru aceste aliaje este faptul că alunecarea pe anumite plane este frînată datorită numărului mare de sisteme de alunecare; ca urmare, benzile de alunecare în oțelurile inoxidabile de clasă feritică au adesea formă ondulată [2]. Deformația plastică este însoțită de trecerea materialului din starea de echilibru, căreia îi corespunde o cantitate minimă de energie potențială în starea de neechilibru, la care metalul conține o cantitate sporită de energie potențială. Rezultatul acestui fapt este modificarea la deformație nu numai a formei geometrice a corpului ci și a proprietăților lui fizice și mecanice, deoarece ele se află în funcție de cantitatea și de caracterul distribuției în volum a energiei potențiale în exces [4, 2]. Deformația plastică poate avea loc prin alunecare sau prin maclare. Alunecarea condiționează variația ireversibilă a formei monocristalului pe calea dislocării diferitelor lui părți după anumite plane cristalografice (fig. 1. b.). Asemenea plane cristalografice sînt planele cu densitatea cea mai mare în atomi [2]. Maclarea este însoțită de o răsucire a părții deformate a cristalului în jurul unei axe în raport cu cea nedeformată (fig. 1. c.).

Imperfecţiunile sau defectele de reţea de tipul dislocaţiilor duc la deformări locale ale reţelei. dislocaţiile pot fi statice, invariabile în timp şi inamice, variabile în timp, de exemplu în procesul de deformaţie plastică prin aşchiere.

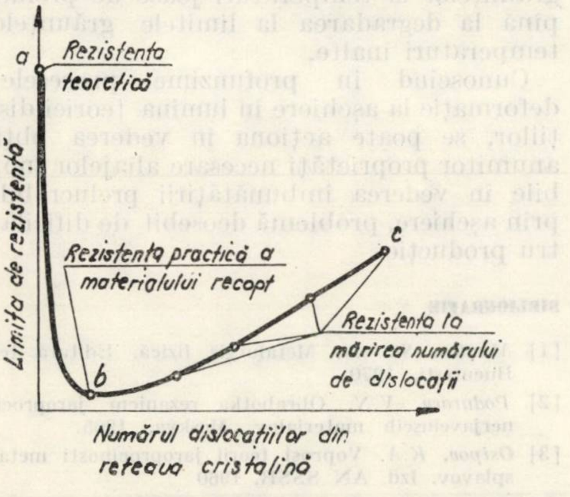


Fig. 2. Variaţia limitei de rezistenţă a metalelor şi aliajelor în funcţie de numărul dislocaţiilor din reţeaua cristalină.

Mărimea dislocaţiilor se caracterizează prin gradul de deformare a reţelei cristaline şi prin urmare prin mărimea energiei de deformare.

Dislocaţiile se formează inevitabil în procesul de cristalizare a metalelor la deformarea lor plastică, în procesul de tratament termic, precum şi în zona eforturilor unitare mari. Alunecarea în procesul de deformaţie prin aşchiere este rezultatul deplasării dislocaţiei. Mişcarea dislocaţiilor poate avea loc prin alunecare sau prin difuzie (căţărare) [1].

Experimental s-a dovedit că în procesul de deformare plastică a aliajelor densitatea dislocaţiilor creşte foarte mult. Astfel, în timp ce în aliaje recoapte densitatea dislocaţiilor este cuprinsă între 10^8 şi 10^{12} m^2, în aliajeledeformate plastic densitatea dislocaţiilor creşte pînă la 10^{16} m^{-2}. Creşterea densităţii dislocaţiilor în timpul deformării plastice se explică cu ajutorul surselor Frank-Read [1].

Prezenţa dislocaţiilor explică divergenţa netă dintre valorile rezistenţei aliajelor reale cu datele lor calculate teoretic pe baza forţelor cunoscute ale legăturilor din cristalele ideale la deformarea lor elastică şi plastică [2]. Din figura 2 se vede că prezenţa dislocăţiilor în reţeaua cristalină duce la o cădere bruscă a rezistenţei materialului în raport cu valoarea lui teoretică. Astfel, rezistenţa practică a oţelului recopt este de sute de ori mai mică decît rezistenţa lui teoretică. Ţinînd seama de aceasta, una din căile de creştere practică a rezistenţei metalelor reale este reducerea numărului de imperfecţiuni ale reţelei cristaline prin intermediul întrebuinţării unor materiale de mare puritate, a conducerii procesului de cristalizare şi de formare a structurii [1, 5].

Mărirea numărului de dislocaţii sau crearea unei neregularităţi fine submicroscopice a structurii, caracteristice oţelurilor inoxidabile rezistente la temperaturi foarte mari, micşorează dimensiunile zonelor cu structură atomică periodică regulată şi duce la localizarea deformaţiilor, adică la fenomenul de blocare (înţepenire) a dislocaţiilor, la ecruisarea aliajului şi la înrăutăţirea capacităţii lui de prelucrare prin aşchiere [2]. Aceasta se explică prin faptul că dislocaţiile se pot deplasa numai pînă la obstacol dar nu-l pot depăşi. Mărirea numărului de dislocaţii, adică de imperfecţiuni ale reţelei cristaline pînă la o anumită limită, duce la o scădere bruscă a calităţilor de rezistenţă a materialului. Însă începînd de la o anumită concentraţie dislocaţiile, interacţionînd între ele precum şi cu obstacolele din reţeaua cristalină, sporesc rezistenţa materialelor (fig. 2).

Rezistenţa minimă corespunde unei densităţi a dislocaţiilor de $10^{11} : 10^{12} \mathrm{m}^{-2}$, ceea ce este caracteristic pentru oţelurile recoapte. Ecruisarea acestor aliaje în procesul de aşchiere duce la creşterea densităţii dislocaţiilor şi respectiv la creşterea rezistenţei la deformaţie plastică (linia *bc* de pe fig. 2).

Mecanismul deformaţiei plastice prin difuzie capătă o anumită importanţă, de exemplu la prelucrarea oţelurilor inoxidabile prin aşchiere cu încălzire prealabilă [2].

Procesul de difuzie al deformaţiei plastice se determină prin oscilaţiile termice ale atomilor. Aceste oscilaţii fac ca eventual unul dintre ioni să nu se întoarcă la fostul lui centru de oscilaţii ci să efectueze un salt în locul liber al nodului reţelei; se va produce actul elementar al difuziei.

Încălzirea oţelului duce la o mare creştere a amplitudinilor oscilaţiilor ionilor şi prin urmare la o intensificare netă a difuziei. Difuzia, adică deplasarea atomilor sub acţiunea oscilaţiilor termice, încetează din cauza imperfecţiunilor structurii şi a acţiunii de blocare (înţepenire) a grăunţelor vecine; ea poate să se reînnoiască după ce se va produce deformaţia de forfecare care va elibera grăunţele şi va forma contacte noi. Datorită dislocaţiilor de la marginea grăunţelor şi a rezistenţei mari a legăturilor dintre grăunţe deformaţia plastică şi ruperea la aşchiere se produc mai întîi în interiorul lor (fig. 3). Totodată, forfecările încep mai întîi la grăunţele orientate cu planele lor atomice cu maximă densitate în atomi sub un unghi de 45° faţă de direcţia sarcinii, adică în planul celor mai mari eforturi unitare tangenţiale [1], [2]. Deformaţia din interiorul cristalelor ecruisează aceste grăunţe. Pentru deformarea mai departe a stratului care se detaşează este necesară mărirea sarcinii. Prin încălzirea prealabilă a oţelului inoxidabil, în procesul de aşchiere se măreşte oscilaţia atomilor în raport cu nodurile reţelei şi prin aceasta se uşurează procesele de alunecare care se produc sub acţiunea unor eforturi unitare cu mult mai mici.

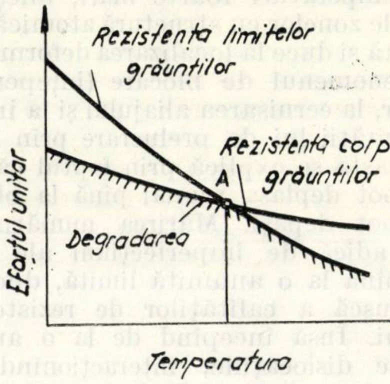


Fig. 3. Variaţia rezistenţei corpului şi a limitelor grăunţelor metalelor şi a aliajelor în funcţie de temperatură.

La creşterea temperaturii legăturile intercristaline se pot dovedi a fi mai slabe decît grăunţele înşişi şi degradarea materialului se va produce pe limitele grăunţelor (fig. 3).

Prin urmare, creşterea temperaturii prealabile la deformaţie duce la uşurarea procesului de aşchiere [2]. Începînd cu o anumită temperatură se schimbă mecanismul fizic al degradării la aşchiere : de la degradarea mai ales prin corpul grăunţelor la temperaturi joase de prelucrare, pînă la degradarea la limitele grăunţelor la temperaturi înalte.

Cunoscînd în profunzime procesele de deformaţie la aşchiere în lumina teoriei dislocaţiilor, se poate acţiona în vederea obţinerii anumitor proprietăţi necesare aliajelor inoxidabile în vederea îmbunătăţirii prelucrabilităţii prin aşchiere, problemă deosebit de dificilă pentru producţie.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mantea, St. ş.a.* Metalurgie fizică. Editura tehnică, Bucureşti, 1970

[2] *Poduraev, V.N.* Obrabotka rezaniem jaroprocinîh i nerjaveiuşcih materialov. Moskva, 1965.

[3] *Osipov, K.A.* Voprosi teorii jaroprocinosti metallov i splavov. Izd. AN SSSR, 1960

[4] *Zorev, N.P.* Voprosi mehaniki proţeasa rezania metallov. Maşghiz, 1956.

[5] *Danielian, A.M. ş.a.* Obrabotka rezaniem jaroprocinîh stalei, splavov i tugoplavkih metallov. Maşinostroenie, 1965.

◆

Z.6 21.914.6.001.2

Asupra corelaţiei dintre erori la prelucrarea cu freza melc-modul

Dr. ing. **Eugen Pay** – Institutul politehnic – Cluj–Napoca

Precizia roţilor dinţate este determinată de mai mulţi factori — indici — de precizie [1, 2, 4, 6, 8, 10, 11], dar determinarea acestor indici prin măsurări singulare este greoaie şi ia timp mult. În plus, nu fiecare eroare în parte determină precizia roţii dinţate (angrenajului) ci corelaţia dintre ele, una influenţînd mai mult, alta mai puţin.

Ţinînd seama de acest fapt foarte mulţi specialişti [1, 3, 4, 11, 12, 13] şi-au pus problema măsurării doar a unor parametri de precizie, în urma cărora să se poată trage concluzii generale asupra preciziei roţilor dinţate respective. S-au propus mai multe relaţii ce exprimă corelaţia dintre erori, mai mult sau mai puţin empirice, pe baza cărora s-a trecut la introducerea metodei de măsurare şi control ţinînd seama de funcţionare, adică la măsurarea erorilor cumulate (erori de rostogolire pe un flanc sau pe două flancuri) [2, 4, 8, 9]. Aceste două metode de control şi măsurare a roţilor dinţate sînt bune dar necesită aparatură specială şi în plus nu permit stabilirea erorilor decît după ce semifabricatul s-a scos de pe maşina-unealtă, ceea ce aduce noi greutăţi.

În intenţia de a înlătura aceste neajunsuri autorul acestei lucrări a făcut o serie întreagă de cercetări [7], măsurînd erorile *VAm*, *VLn*, *Ecd*, *Efp*, *br*, (conform STAS 6273—60) la circa două mii de roţi dinţate prelucrate prin frezare cu o freză melc-modul *.

---

* La întreprinderea de maşini-unelte „Înfrăţirea" – Oradea

O parte din aceste date sînt trecute în tabelele 1—8.

Materialul: 21 TMC 12
m= 2 ; z=25

Tabelul 1

Nr. crt.	br	VL_3	Ecp	Efp	VAm	VAm'	Nr. crt.	br	VL_3	Ecp	Efp	VAm	VAm'
1	0,06	0,01	0,039	0,055	0,125	0,065	14	0,09	0,01	0,086	0,053	0,13	0,04
2	0,06	0,01	0,039	0,050	0,14	0,08	15	0,04	0,01	0,052	0,037	0,10	0,06
3	0,05	0,02	0,050	0,035	0,15	0,10	16	0,05	0,02	0,030	0,044	0,12	0,07
4	0,06	0,02	0,058	0,023	0,105	0,045	17	0,09	0,02	0,144	0,030	0,18	0,09
5	0,09	0,02	0,059	0,040	0,14	0,05	18	0,05	0,03	0,021	0,038	0,11	0,06
6	0,06	0,02	0,027	0,055	0,10	0,04	19	0,07	0,03	0,070	0,035	0,155	0,085
7	0,05	0,02	0,060	0,042	0,10	0,05	20	0,025	0,02	0,020	0,032	0,095	0,07
8	0,08	0,01	0,060	0,042	0,14	0,06	21	0,07	0,04	0,054	0,045	0,13	0,06
9	0,07	0,01	0,063	0,028	0,11	0,04	22	0,06	0,015	0,075	0,040	0,13	0,07
10	0,06	0,01	0,053	0,025	0,11	0,05	23	0,11	0,02	0,152	0,045	0,16	0,05
11	0,04	0,01	0,043	0,037	0,08	0,04	24	0,045	0,01	0,066	0,030	0,105	0,06
12	0,045	0,01	0,047	0,038	0,075	0,03	25	0,04	0,02	0,070	0,043	0,08	0,04
13	0,06	0,01	0,062	0,036	0,010	0,04	26	0,06	0,02	0,040	0,035	0,11	0,05

Materialul: 41 C 10
m=2 ; z=50

Tabelul 2.

Nr. crt	br	VL_6	Ecp	Efp	VAm	VAm'	Nr. crt	br.	VL_6	Ecp	Efp	VAm	VAm'
1	0,03	0,01	0,235	0,060	0,11	0,08	16	0,03	0,02	0,075	0,040	0,08	0,05
2	0,08	0,02	0,017	0,040	0,15	0,07	17	0,04	0,01	0,122	0,042	0,09	0,05
3	0,07	0,01	0,028	0,045	0,14	0,07	18	0,07	0,01	0,122	0,045	0,125	0,055
4	0,08	0,05	0,624	0,030	0,15	0,07	19	0,11	0,015	0,043	0,055	0,16	0,05
5	0,09	0,01	0,026	0,030	0,17	0,08	20	0,06	0,01	0,100	0,035	0,10	0,04
6	0,03	0,02	0,013	0,050	0,10	0,07	21	0,06	0,016	0,059	0,040	0,095	0,035
7	0,06	0,02	0,008	0,040	0,13	0,07	22	0,04	0,01	0,191	0,048	0,065	0,025
8	0,05	0,02	0,015	0,040	0,12	0,07	23	0,06	0,01	0,912	0,057	0,08	0,02
9	0,02	0,015	0,012	0,040	0,095	0,075	24	0,10	0,01	0,708	0,030	0,125	0,025
10	0,05	0,01	0,012	0,040	0,13	0,08	25	0,08	0,01	0,561	0,045	0,105	0,025
11	0,05	0,01	0,030	0,050	0,11	0,06	26	0,07	0,01	0,025	0,030	0,10	0,03
12	0,06	0,03	0,048	0,050	0,12	0,06	27	0,04	0,01	0,051	0,025	0,06	0,02
13	0,03	0,02	0,019	0,050	0,11	0,08	28	0,06	0,01	0,071	0,045	0,09	0,03
14	0,06	0,03	0,010	0,030	0,12	0,06	29	0,05	0,01	0,066	0,030	0,085	0,035
15	0,08	0,02	0,028	0,025	0,13	0,05	30	0,04	0,02	0,060	0,055	0,08	0,04

Materialul: 15 MoC 12
m= 3 ; z= 51

Tabelul 3.

Nr. crt.	br.	VL_6	Ecp	Efp	VAm	VAm'	Nr. crt.	br	VL_6	Ecp	Efp	VAm	VAm'
1	0,06	0,04	0,024	0,040	0,14	0,08	16	0,05	0,03	0,070	0,035	0,12	0,07
2	0,03	0,04	0,056	0,048	0,17	0,14	17	0,03	0,03	0,018	0,030	0,14	0,11
3	0,06	0,02	0,034	0,060	0,18	0,12	18	0,04	0,01	0,053	0,030	0,12	0,08
4	0,03	0,03	0,034	0,055	0,14	0,11	19	0,03	0,02	0,020	0,030	0,10	0,07
5	0,05	0,02	0,064	0,055	0,15	0,10	20	0,07	0,03	0,020	0,030	0,13	0,06
6	0,04	0,03	0,032	0,080	0,19	0,15	21	0,06	0,03	0,038	0,025	0,16	0,10
7	0,06	0,02	0,056	0,040	0,16	0,10	22	0,05	0,01	0,01[illegible]	0,030	0,13	0,08
8	0,03	0,02	0,031	0,060	0,11	0,08	23	0,03	0,02	0,019	0,020	0,12	0,09
9	0,03	0,02	0,039	0,080	0,14	0,11	24	0,08	0,03	0,037	0,025	0,19	0,11
10	0,04	0,04	0,063	0,040	0,13	0,09	25	0,03	0,01	0,053	0,025	0,085	0,055
11	0,03	0,02	0,024	0,040	0,11	0,08	26	0,02	0,03	0,032	0,048	0,10	0,08
12	0,04	0,04	0,035	0,045	0,15	0,11	27	0,03	0,02	0,028	0,020	0,10	0,07
13	0,05	0,02	0,026	0,040	0,15	0,10	28	0,03	0,02	0,022	0,025	0,11	0,08
14	0,03	0,01	0,039	0,060	0,10	0,07	29	0,05	0,03	0,014	0,050	0,10	0,05
15	0,04	0,03	0,082	0,060	0,14	0,10	30	0,03	0,02	0,056	0,020	0,13	0,10

Materialul: OLC 45 îmb.
m = 2 ; z = 43

Tabelul 4

Nr. crt.	br.	VL_5	Ecp	Efp	VAm	VAm'	Nr. crt	br.	VL_5	Ecp	Efp	VAm	VAm'
1	0,08	0,01	0,018	0,050	0,17	0,09	16	0,10	0,01	0,024	0,065	0,18	0,08
2	0,09	0,01	0,026	0,035	0,17	0,08	17	0,07	0,01	0,030	0,050	0,15	0,08
3	0,22	0,015	0,007	0,080	0,29	0,07	18	0,15	0,01	0,026	0,050	0,23	0,08
4	0,08	0,01	0,019	0,065	0,16	0,08	19	0,07	0,01	0,020	0,050	0,17	0,10
5	0,04	0,01	0,019	0,030	0,105	0,065	20	0,08	0,01	0,049	0,050	0,15	0,09
6	0,06	0,01	0,008	0,060	0,13	0,07	21	0,06	0,015	0,026	0,080	0,13	0,07
7	0,12	0,01	0,034	0,035	0,19	0,07	22	0,08	0,01	0,029	0,080	0,15	0,07
8	0,11	0,01	0,025	0,040	0,185	0,075	23	0,08	0,015	0,024	0,035	0,15	0,07
9	0,07	0,01	0,015	0,040	0,17	0,08	24	0,09	0,015	0,028	0,065	0,16	0,07
10	0,09	0,01	0,019	0,040	0,16	0,07	25	0,05	0,01	0,038	0,060	0,12	0,07
11	0,07	0,015	0,014	0,035	0,175	0,085	26	0,07	0,02	0,021	0,050	0,15	0,08
12	0,07	0,01	0,017	0,040	0,135	0,065	27	0,16	0,01	0,063	0,055	0,23	0,07
13	0,10	0,015	0,004	0,045	0,165	0,065	28	0,07	0,015	0,025	0,050	0,135	0,065
14	0,12	0,01	0,014	0,050	0,19	0,07	29	0,06	0,02	0,063	0,065	0,13	0,07
15	0,25	0,015	0,056	0,060	0,335	0,085	30	0,12	0,01	0,010	0,050	0,20	0,08

Materialul : OLC 45 îmb.
m= 2,5 ; Z= 27

Tabelul 5

Nr. crt.	br.	VL_4	Ecp	Efp	VAm	VAm'
1	0,04	0,02	0,016	0,085	0,10	0,06
2	0,05	0,02	0,016	0,095	0,13	0,08
3	0,04	0,02	0,067	0,090	0,11	0,07
4	0,04	0,01	0,046	0,085	0,11	0,07
5	0,03	0,02	0,014	0,100	0,11	0,08
6	0,03	0,01	0,036	0,075	0,09	0,06
7	0,05	0,02	0,043	0,065	0,14	0,09
8	0,04	0,01	0,016	0,090	0,10	0,06
9	0,06	0,02	0,039	0,080	0,11	0,05
10	0,03	0,02	0,014	0,100	0,08	0,05
11	0,03	0,01	0,017	0,080	0,06	0,03
12	0,03	0,02	0,033	0,070	0,09	0,06
13	0,05	0,02	0,013	0,075	0,105	0,055
14	0,14	0,02	0,036	0,045	0,23	0,09
15	0,05	0,02	0,047	0,050	0,13	0,08
16	0,05	0,01	0,071	0,090	0,13	0,08
17	0,05	0,01	0,037	0,060	0,13	0,08

Materialul: OLC 45 îmb.
m = 2,5 ; Z = 33

Tabelul 6.

Nr. crt	br.	VL_4	Ecp	Efp	VAm	VAm'	Nr. crt.	br.	VL_4	Ecp	Efp	VAm	VAm'
1	0,03	0,03	0,068	0,040	0,09	0,06	21	0,05	0,03	0,085	0,035	0,105	0,055
2	0,02	0,02	0,059	0,025	0,07	0,05	22	0,05	0,02	0,066	0,050	0,095	0,045
3	0,035	0,02	0,055	0,035	0,095	0,06	23	0,05	0,02	0,069	0,048	0,10	0,05
4	0,03	0,02	0,039	0,020	0,08	0,05	24	0,05	0,02	0,065	0,030	0,11	0,06
5	0,02	0,02	0,069	0,040	0,075	0,055	25	0,025	0,02	0,058	0,020	0,08	0,055
6	0,03	0,02	0,060	0,030	0,09	0,06	26	0,03	0,03	0,062	0,025	0,10	0,07
7	0,02	0,02	0,048	0,065	0,08	0,06	27	0,04	0,02	0,050	0,020	0,085	0,045
8	0,02	0,02	0,042	0,045	0,085	0,065	28	0,05	0,02	0,056	0,035	0,11	0,060
9	0,03	0,02	0,095	0,040	0,095	0,065	29	0,02	0,02	0,042	0,025	0,075	0,055
10	0,02	0,02	0,056	0,030	0,075	0,055	30	0,025	0,02	0,045	0,055	0,095	0,07
11	0,025	0,02	0,089	0,030	0,08	0,055	31	0,04	0,02	0,139	0,030	0,115	0,075
12	0,03	0,02	0,103	0,055	0,095	0,065	32	0,05	0,02	0,064	0,045	0,11	0,06
13	0,02	0,02	0,041	0,030	0,07	0,05	33	0,015	0,02	0,030	0,055	0,075	0,06
14	0,02	0,02	0,067	0,045	0,07	0,05	34	0,015	0,02	0,020	0,025	0,085	0,07
15	0,04	0,02	0,070	0,050	0,085	0,045	35	0,03	0,02	0,060	0,030	0,10	0,085
16	0,02	0,02	0,070	0,050	0,075	0,055	36	0,02	0,02	0,064	0,055	0,10	0,08
17	0,05	0,02	0,075	0,035	0,085	0,035	37	0,02	0,02	0,065	0,040	0,12	0,10
18	0,05	0,02	0,085	0,035	0,105	0,055	38	0,03	0,02	0,065	0,045	0,115	0,085
19	0,03	0,02	0,040	0,030	0,085	0,055	39	0,015	0,02	0,034	0,040	0,095	0,08
20	0,02	0,03	0,067	0,050	0,08	0,06	40	0,04	0,02	0,110	0,040	0,13	0,09

Materialul: OLC 45 îmb.
m= 2,5 ; z= 45

Tabelul 7.

Nr. crt	br.	VL_6	Ecp	Efp	VAm	VAm'	Nr. crt	br.	VL_6	Ecp	Efp	VAm	VAm'
1	0,03	0,01	0,054	0,025	0,06	0,03	16	0,04	0,01	0,102	0,020	0,11	0,07
2	0,02	0,01	0,055	0,018	0,04	0,02	17	0,03	0,015	0,048	0,015	0,11	0,08
3	0,02	0,01	0,056	0,030	0,045	0,025	18	0,05	0,01	0,067	0,010	0,075	0,025
4	0,025	0,01	0,064	0,028	0,055	0,03	19	0,03	0,01	0,042	0,026	0,055	0,025
5	0,04	0,01	0,037	0,023	0,065	0,025	20	0,035	0,015	0,054	0,020	0,055	0,02
6	0,04	0,01	0,062	0,025	0,06	0,02	21	0,02	0,01	0,048	0,020	0,045	0,025
7	0,045	0,01	0,123	0,023	0,065	0,02	22	0,025	0,01	0,027	0,028	0,065	0,04
8	0,025	0,01	0,060	0,023	0,04	0,015	23	0,05	0,01	0,043	0,010	0,08	0,03
9	0,035	0,01	0,040	0,022	0,06	0,025	24	0,04	0,01	0,067	0,030	0,055	0,015
10	0,05	0,01	0,078	0,020	0,085	0,035	25	0,04	0,015	0,046	0,015	0,08	0,04
11	0,03	0,01	0,055	0,017	0,06	0,05	26	0,03	0,01	0,027	0,015	0,05	0,02
12	0,04	0,01	0,078	0,019	0,075	0,035	27	0,04	0,01	0,099	0,025	0,07	0,03
13	0,02	0,01	0,071	0,028	0,045	0,025	28	0,02	0,01	0,081	0,010	0,05	0,03
14	0,04	0,01	0,139	0,028	0,06	0,02	29	0,04	0,01	0,090	0,015	0,065	0,025
15	0,03	0,01	0,047	0,023	0,06	0,03	30	0,03	0,01	0,099	0,020	0,08	0,05

Materialul: OLC 45 îmb.
m=2,5 ; z= 48

Tabelul 8.

Nr. crt.	br.	VL_6	Ecp	Efp	VAm	VAm'	Nr. crt	br	VL_6	Ecp	Efp	VAm	VAm'
1	0,03	0,0[illegible]	0,119	0,033	0,07	0,04	16	0,0[illegible]	0,01	0,099	0,065	0,075	0,045
2	0,05	0,01	0,046	0,025	0,095	0,045	17	0,02	0,01	0,066	0,100	0,14	0,12
3	0,03	0,01	0,077	0,030	0,08	0,05	18	0,02	0,01	0,107	0,075	0,09	0,07
4	0,05	0,01	0,066	0,050	0,105	0,055	19	0,02	0,02	0,141	0,100	0,075	0,055
5	0,05	0,03	0,062	0,045	0,11	0,06	20	0,04	0,02	0,078	0,065	0,10	0,06
6	0,03	0,02	0,091	0,045	0,07	0,04	21	0,03	0,01	0,060	0,070	0,095	0,065
7	0,03	0,02	0,040	0,035	0,075	0,045	22	0,04	0,01	0,061	0,090	0,105	0,065
8	0,04	0,05	0,060	0,030	0,095	0,055	23	0,05	0,02	0,140	0,055	0,11	0,06
9	0,04	0,02	0,057	0,040	0,085	0,045	24	0,02	0,01	0,120	0,125	0,085	0,065
10	0,04	0,01	0,037	0,033	0,08	0,04	25	0,04	0,03	0,164	0,120	0,14	0,10
11	0,03	0,01	0,067	0,033	0,07	0,04	26	0,05	0,02	0,054	0,135	0,12	0,09
12	0,05	0,01	0,069	0,033	0,085	0,035	27	0,05	0,02	0,055	0,120	0,13	0,08
13	0,03	0,01	0,105	0,030	0,06	0,03	28	0,02	0,03	0,043	0,095	0,085	0,075
14	0,03	0,02	0,086	0,032	0,075	0,045	29	0,06	0,02	0,261	0,130	0,13	0,07
15	0,02	0,005	0,061	0,025	0,065	0,046	30	0,05	0,02	0,052	0,135	0,13	0,08

Tabelul 9.

	VAm \ br.	0,025	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	f_{VAm}	$VAm\,f_{VAm}$	$VAm^2 f_{VAm}$	$br\,f_{br.}$	$br^2 f_{br.}$	$\Sigma\, br\, VAm\, f_{br,VAm}$
A	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	0,07	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2	0,09	1	4	—	—	—	—	5	0,45	0,0405	0,185	0,007625	0,01665
3	0,11	—	2	3	5	—	—	10	1,10	0,1210	0,53	0,0323	0,0583
4	0,13	—	—	—	3	1	1	5	0,65	0,0845	0,33	0,0221	0,0429
5	0,15	—	–	1	–	1	2	4	0,60	0,0900	0,28	0,0202	0,0420
6	0,17	—	–	–	—	—	1	1	0,17	0,0289	0,08	0,0064	0,0136
7	0,19	—	–	—	–	—	1	1	0,19	0,0361	0,08	0,0064	0,0152
8	$f_{br.}$	1	6	4	8	2	5	26	3,16	0,4010	1,485	0,094125	0,18865
9	$br\,f_{br.}$	0,025	0,24	0,20	0,48	0,14	0,40	1,485	—	—	—	—	—
10	$br^2 f_{br.}$	0,000625	0,0096	0,0100	0,0288	0,0098	0,0320	0,083825	—	—	—	—	—
11	$VAm\,f_{VAm}$	0,09	0,58	0,48	0,94	0,28	0,79	3,16	—	—	—	—	—
12	$VAm^2 f_{VAm}$	0,0081	0,0566	0,0588	0,1112	0,0394	0,1108	0,3849	—	—	—	—	—
13	$\Sigma\, br\, VAm\, f_{br,VAm}$	0,00225	0,0232	0,0240	0,0384	0,0216	0,0612	0,17065	—	—	—	—	—

Roţile dinţate prelucrate aveau următoarele caracteristici :

- material : OLC 45 îmbunătăţit la 65—75 daN/mm²; 21 T MC 12 ; 41 C 10 şi 15 Mo C 12 ;
- modul : m = 2 mm ; 2,5 mm şi 3 mm ;
- numărul de dinţi : Z = 23 ; 27, 31 ; 33 ; 37 ; 43 ; 48 şi 51 de dinţi.

Freza melc-modul avea profilul rectificat, încadrîndu-se în clasa *AA* de precizie (conform STAS 3092–67).

Erorile roţilor dinţate s-au măsurat după cum urmează :

VAm	– cu aparatul Suhl de verificare a distanţei de măsurat între axe, la rostogolirea pe două flancuri, cu o roată etalon (clasă a treia de precizie, conform STAS 6273–60);
VLn	– cu micrometrul petru roţi dinţate tip Mahr;
Ecp	– cu aparatul universal Zeiss;
Efp	– cu evolventmetrul Zeiss;
br	– cu aparatul Zeiss pentru măsurarea bătăii roţilor dinţate.

Unele valori incluse în tabelele 1–8 au fost rotunjite conform STAS 6469–61.

Reprezentînd grafic erorile *VAm*, *VLn*, *Ecp*, *Efp* şi *br*, pentru fiecare roată dinţată în parte, se observă că *Ecp* şi *br* au aproximativ aceeaşi variaţie ca şi *VAm* (fig. 1–8). Ca urmare, pentru a avea o imagine asupra erorii cumulate, respectiv a variaţiei distanţei de măsurat dintre axe la rostogolirea pe două flancuri cu o roată etalon, este necesar fie să avem eroarea cumulată de pas (*Ecp*) fie bătaia radială (*br*) a roţii dinţate respective.

Eroarea cumulată de pas se determină prin calcul în urma unei operaţii laborioase de măsurare pe o aparatură de care nu dispun toate unităţile ce produc roţi dinţate. Bătaia radială se determină prin măsurare cu suficientă precizie, pe o aparatură relativ simplă. În consecinţă, în cele ce urmează se caută să se găsească o corelaţie între eroarea cumulată şi bătaia radială.

Erorile roţilor dinţate *VAm*, *br*, *Ecp*i, *Efp* şi *VLn* pot fi considerate ca nişte variabile aleatoare dependente, aşa încît acţiunea fiecărei erori singulare *br*, *Ecp*, *Efp* şi *Vln* reprezintă numai o mică parte din acţiunea variabilei globale (erorii cumulate) *VAm*.

Distribuţia acestor variabile aleatoare este empirică de tip discret, fiecare din ele putînd avea forma :

$$VAm\begin{pmatrix} VAm_1 & VAm_2 \ldots VAm_i \ldots VAm_k \\ p_1 & p_2 \quad \ldots p_i \quad \ldots p_k \end{pmatrix},$$

$$br\begin{pmatrix} br_1 & br_2 \ldots br_i \ldots br_k \\ q_1 & q_2 \ldots q_i \ldots q_k \end{pmatrix},$$

$$Ecp\begin{pmatrix} Ecp_1 & Ecp_2 \ldots Ecp_i \ldots Ecp_k \\ u_1 & u_2 \quad \ldots u_i \quad \ldots u_k \end{pmatrix}, \qquad (1)$$

$$Efp\begin{pmatrix} Efp_1 & Efp_2 \ldots Efp_i \ldots Efp_k \\ n_1 & n_2 \quad \ldots n_i \quad \ldots n_k \end{pmatrix},$$

şi

$$VLn\begin{pmatrix} VLn_1 & VLn_2 \ldots VLn_i \ldots VLn_k \\ r_1 & r_2 \quad \ldots r_i \quad \ldots r_k \end{pmatrix},$$

unde :

p_i, q_i, u_i şi r_i sînt probabilităţile de apariţie a uneia din valorile VAm_i, br_i, Ecp_i, Efp_i şi respectiv *VLni*.

Reprezentînd grafic variaţia lui *VAm* în funcţie de *br* (fig. 9–16) se observă că această variaţie se poate asimila cu o variaţie liniară. Ca urmare se poate scrie [14]*

$$\overline{VAm} = \alpha + \beta \cdot br \qquad (2)$$

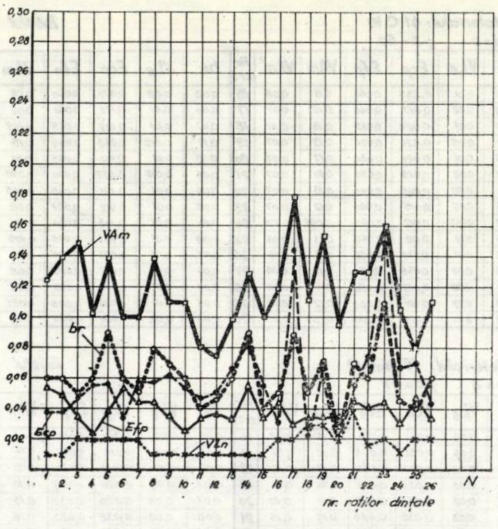


Fig. 1

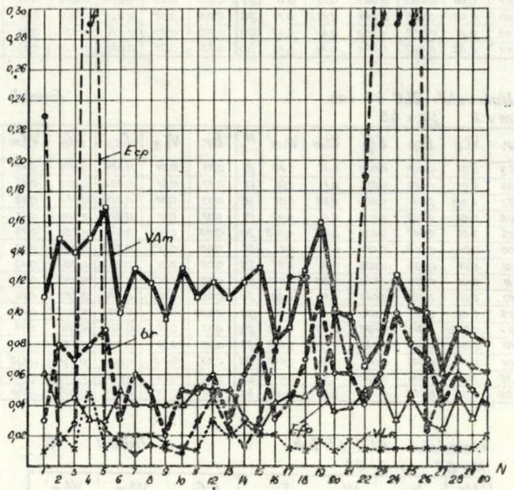


Fig. 2

în care $\overline{VAm}$ este media condiţionată calculată (teoretică) a lui *VAm* în raport cu *br*.

Pentru determinarea lui α şi β se aplică metoda celor mai mici pătrate [14]. Ca urmare, suma

---

* A se vedea şi STAS 7122–72 ; Statistica matematică. Prezentarea şi prelucrarea datelor experimentale şi de la observaţii.

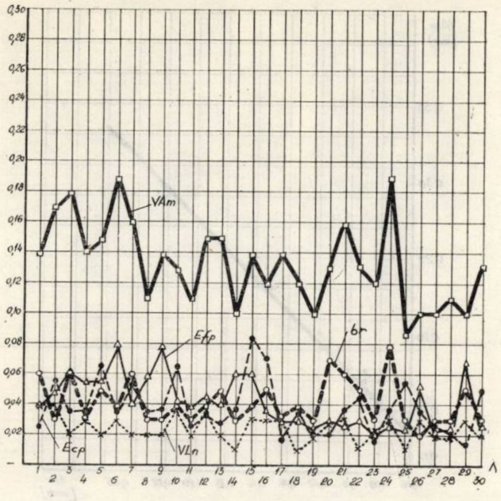


Fig. 3

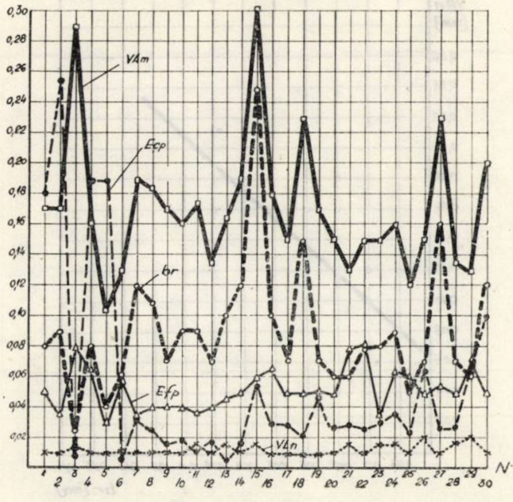


Fig. 4

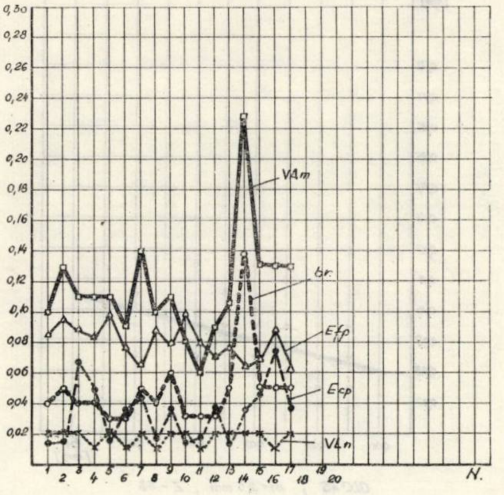


Fig. 5

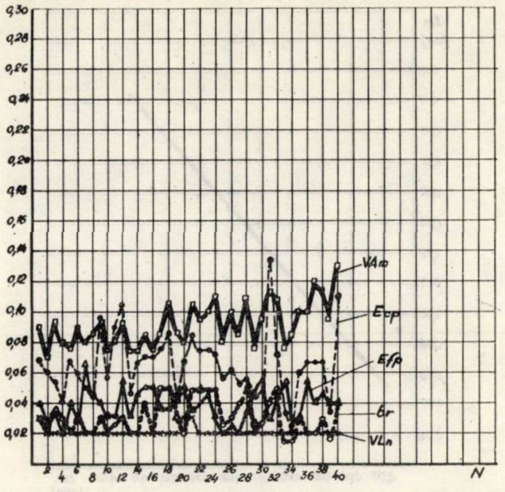


Fig. 6

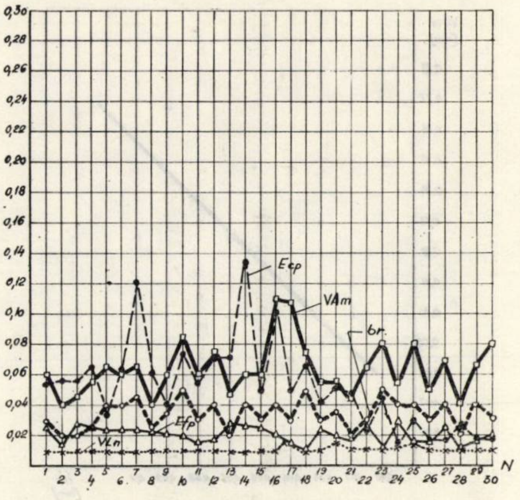


Fig. 7

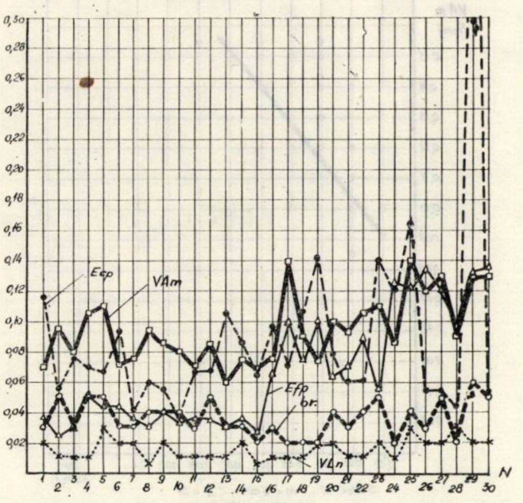


Fig. 8

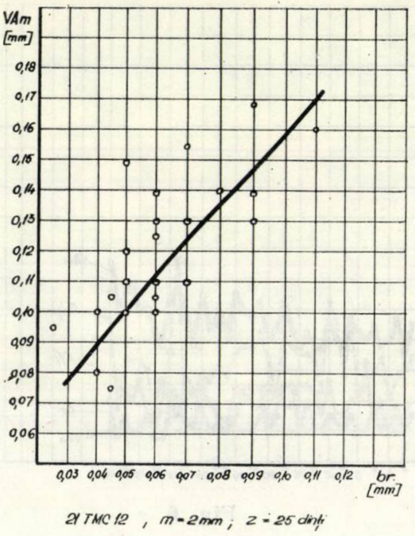


Fig. 9

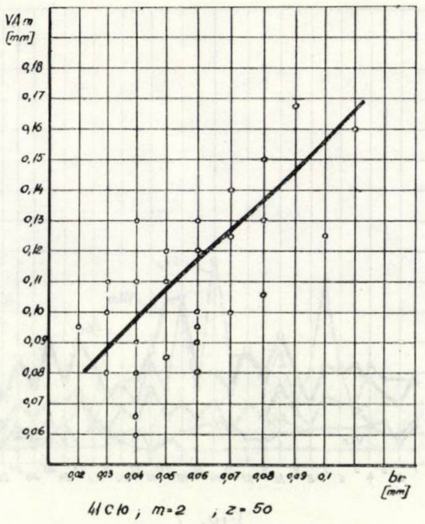


Fig. 10

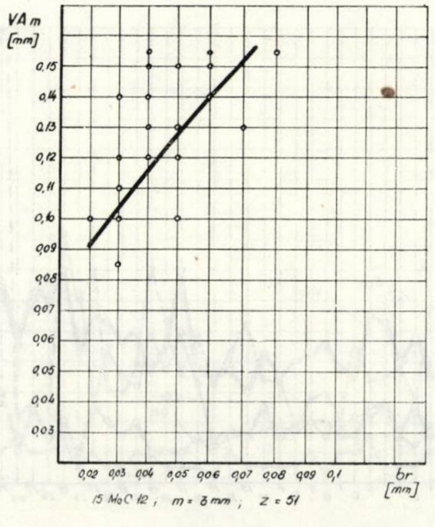


Fig. 11

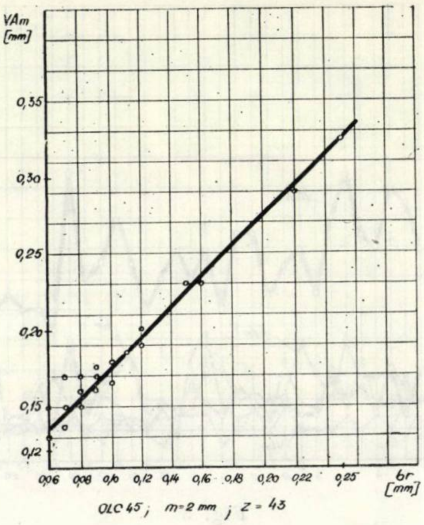


Fig. 12

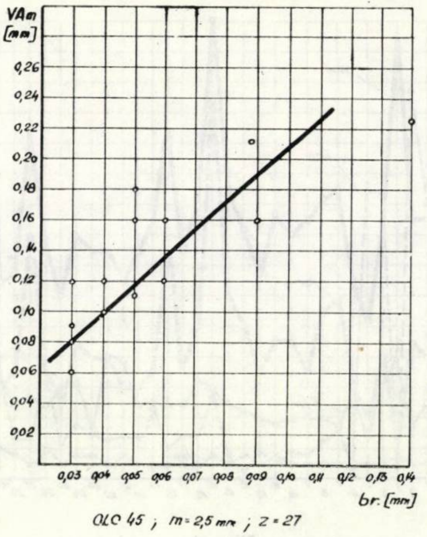


Fig. 13

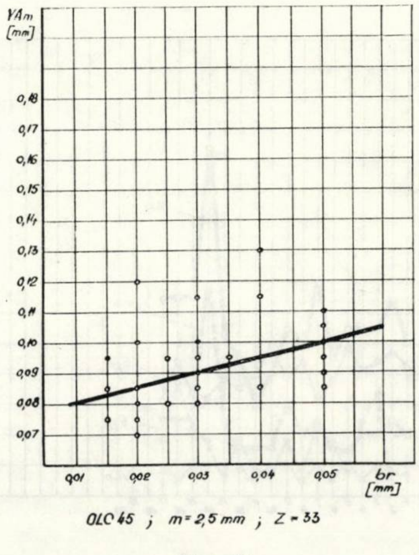


Fig. 14

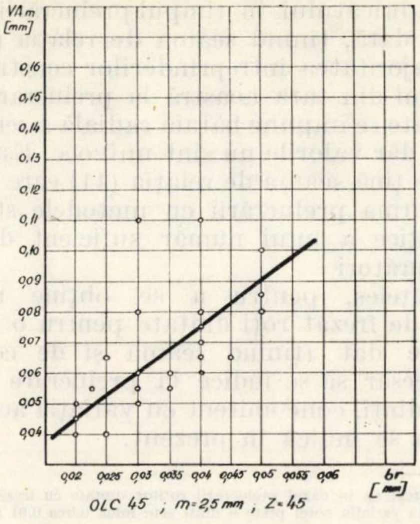


Fig. 15

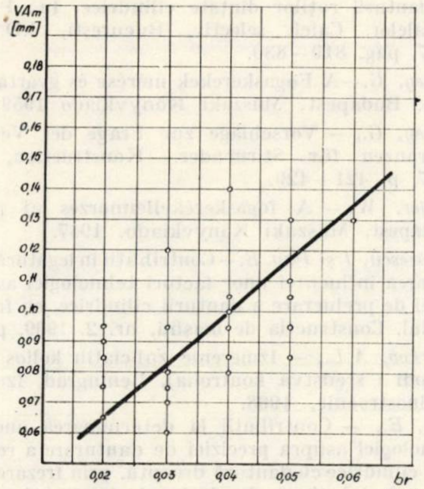


Fig. 16

pătratelor abaterilor valorilor reale ale lui VAm faţă de valorile corespunzătoare calculate $\overline{VAm}$ trebie să fie minimă. Astfel rezultă

$$S=\sum_{i=1}^{k}(VAm_i-\overline{VAm})^2=\text{minim}, \tag{3}$$

sau ţinînd seama de relaţia (2) se poate scrie

$$S=\sum_{i=1}^{k}(\alpha+\beta\cdot br-VAm_i)^2=\text{minim}. \tag{4}$$

Din relţia (4) se observă că suma S depinde de α şi β. Pentru a afla valoarea minimă a acestei funcţii este necesar să se calculeze primele ei derivate parţiale, în raport cu α şi β. Rezultă

$$\left\{\begin{aligned}\frac{\partial S}{\partial\alpha}&=2\sum_{i=1}^{k}(\alpha+\beta\cdot br-VAm_i)\cdot 1,\\ \frac{\partial S}{\partial\beta}&=2\sum_{i=1}^{k}(\alpha+\beta\cdot br-VAm_i)\cdot br.\end{aligned}\right. \tag{5}$$

Anulînd derivatele parţiale se obţine

$$\left\{\begin{aligned}&\sum_{i=1}^{k}(\alpha+\beta\cdot br-VAm_i)=0,\\ &\sum_{i=1}^{k}(\alpha\cdot br+\beta\cdot br^2-VAm_i\cdot br)=0.\end{aligned}\right. \tag{6}$$

Descompunînd sumele în termeni se găseşte

$$\left\{\begin{aligned}&\sum_{i=1}^{k}\alpha+\sum_{i=1}^{k}\beta\cdot br=\sum_{i=1}^{k}VAm_i,\\ &\sum_{i=1}^{k}\alpha\cdot br+\sum_{i=1}^{k}\beta\cdot br^2=\sum_{i=1}^{k}br\cdot VAm_i.\end{aligned}\right. \tag{7}$$

Deoarece α şi β sînt factori constanţi, se pot scoate în afara semnului sumei, obţinînd sistemul de ecuaţii normale

$$\left\{\begin{aligned}&\alpha k+\beta\sum_{i=1}^{k}br=\sum_{i=1}^{k}VAm_i,\\ &\alpha\sum_{i=1}^{k}br+\beta\sum_{i=1}^{k}br^2=\sum_{i=1}^{k}br\cdot VAm_i.\end{aligned}\right. \tag{8}$$

Ţinînd seama de frecvenţele variabilelor aleatoare discrete la seriile de date grupate (tabelul 1), sistemul de ecuaţii (8) devine:

$$\left\{\begin{aligned}&\alpha\sum_{i=1}^{k}f+\beta\sum_{i=1}^{k}br\cdot f_{br}=\sum_{i=1}^{k}VAm_i\cdot f_{VAm},\\ &\alpha\sum_{i=1}^{k}br\cdot f_{br}+\beta\sum_{i=1}^{k}br^2\cdot f_{br}=\sum_{i=1}^{k}\sum_{i=1}^{k}br\cdot VAm_i\cdot f_{br.VAm},\end{aligned}\right. \tag{9}$$

în care

f_{br} şi f_{VAm} reprezintă frecvenţa grupurilor formate după valorile lui br, respectiv VAm;

$f_{br.VAm}$ — frecvenţa valorilor perechi br, VA

În tabelul 9 s-au calculat sumele aferente datelor din tabelul 1, după cum urmează:

$$\sum_{i=1}^{k} f = 26 \quad \text{(coloana 7)};$$

$$\sum_{i=1}^{k} br \cdot f_{br} = 1{,}485 \quad \text{(coloana 10)};$$

$$\sum_{i=1}^{k} VAm_i \cdot f_{VAm} = 3{,}16 \ \text{(coloana 8)};$$

$$\sum_{i=1}^{k} br^2 \cdot f_{br} = 0{,}094425 \quad \text{(coloana 11)};$$

$$\sum_{i=1}^{k} \sum_{i=1}^{k} br \cdot VAm_i \cdot f_{br.VAm} = 0{,}18865 \quad \text{(coloana 12)}.$$

Înlocuind aceste date în sistemul de ecuaţii normale (9) se obţine

$$\begin{cases} 26\ \alpha + 1{,}485\ \beta = 3{,}16 \\ 1{,}485\ \alpha + 0{,}094425\ \beta = 0{,}18865 \end{cases} \tag{10}$$

Rezolvînd sistemul (10) se obţine

$$\alpha = \frac{\begin{matrix} 3{,}16 & 1{,}485 \\ 0{,}18865 & 0{,}094425 \end{matrix}}{\begin{matrix} 26 & 1{,}485 \\ 1{,}485 & 0{,}094425 \end{matrix}} = 0{,}033,$$

$$\beta = \frac{\begin{matrix} 26 & 3{,}16 \\ 1{,}485 & 0{,}18865 \end{matrix}}{\begin{matrix} 26 & 1{,}485 \\ 1{,}485 & 0{,}094425 \end{matrix}} = 0{,}851,$$

ca urmare, ecuaţia regresiei liniare dintre VAm şi br este:

$$VAm = 0{,}033\ k + 0{,}851\ br, \tag{11}$$

în care k este o constantă dimensională.

Relaţia (11) dă posibilitatea să se prevadă mărimea medie a VAm pentru o bătaie radială a roţii dinţate date, celelalte condiţii considerîndu-se egale.

Bătaia radială a danturii roţii dinţate este determinată de mai mulţi factori [5, 7], dintre care rolul preponderent îi revine bătăii radiale a semifabricatului pe dornul maşinii, în timpul prelucrării cu fraze-melc modul. Ca urmare, pentru a avea o roată dinţată de o anumită precizie este necesar să se impună bătaia radială a semifabricatului în timpul prelucrării pentru precizia dată, ţinînd seama de relaţia (11).

În majoritatea întreprinderilor constructoare de maşini din ţara noastră la prelucrarea roţilor dinţate se impune bătaia radială a semifabricatului dar valorile nu sînt univoce. Este necesar să se ţină seama de relaţia (11) care a rezultat în urma prelucrării cu metodele statistice matematice a unui număr suficient de mare de măsurători.

Bineînţeles, pentru a se obţine reglarea maşinii de frezat roţi dinţate pentru o grosime de dinte dat (ţinînd seama şi de corijare), este necesar să se indice la prelucrare şi cota peste *n* dinţi, concomitent cu variaţia acesteia*, aşa cum se indică în prezent.

---

* De remarcat că în cazul prelucrării roţilor dinţate cu freză melc-modul corect ascuţită variaţia cotei peste *n* dinţi este mică (circa 0,01 mm).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Banharrt, A.*, — Verificarea parametrilor principali ai danturii roţilor dinţate cilindrice. În: Prelucrarea metalelor. Caiet selectiv, Bucureşti, I.D.T. nr 14, 1967, pag. 819—830.

[2] *Erney, G.* — A Fogaskerekek mérése és gyàrtàsellennörzése. Budapest, Müszaki Könyvkiado 1959.

[3] *Erney, G.*, — Vorschläge zur Frage der Verzahnungtoleranzen für Stirnräder. Konstruction, nr. 11, 1967, p. 421—429.

[3] *Höfler, W.* — A fogaskerékellennörzes uj modszerei, Budapest, Müszaki Könyvkiado. 1967.

[5] *Lăzărescu, I şi Pay, E.* — Contribuţii în legătură cu determinarea influenţei unor factori tehnologici asupra preciziei de prelucrare a danturii cilindrice, cu freză melcmodul. Construcţia de maşini, nr. 2, 1969, p. 71—81,

[6] *Markov, A.L.*, — Izmerenie zubciatîh kolios (dopuski. metodî i sredstva kontrolia), Leningrad, Izolatelistvo Maşinostroenie, 1968.

[7] *Pay, E.*, — Contribuţii la determinarea unor factori tehnologici asupra preciziei de danturare a roţilor dinţate cilindrice cu dantură dreaptă. prin frezare cu freză, melc modul (teză de doctorat Institutul politehnic-Cluj 1969.

[8] *Ruzička, V.*, — Controlul roţilor dinţate cilindrice cu introducere privitoare la bazele calculului geometric (trad,. din limba cehă, Ed. tehnică, Bucureşti, 1959.

[9] *Taiţ, B. A.*, — Tocinosti i kontroli zubciatîh kolios. Moskva, Izdatelistvo, Maşinostroenie, 1972.

[10] *Taiz, B., Q.*, — Analyse der Fehler bei verschiedenen verfahren der Zahnbearbeitung von Stirnräder. VDI-Berichte, 47, 1961, p. 103—106.

[11] *Taiz, B.A.*, — Typische Feher der Zahnrädbearbeitung (Teil I—III). Fertigungstechnik und Betrieb, 17, nr, 3—5, 1967, p. 180—187, 248—255.

[12] *Winter, H., Seifried, A.*, — Verzahnungsfehler. Statistiche Ermittlung natürliches zusammenhänge und Normung von Toleranzen. Werkstatt und Betrieb, 98, nr. 10, 1965, p. 765—771.

[13] *Winter, H.* ş.a. — Einfluss von Verzahnungsgenauigkeit und Oberflächenstruktür der Zahnflanken auf das Geräuschvortaten von Stirnrädern. VDI — Zeitschrift, 107, nr. 6, pag. 245—255, 1965.

[14] *Rancu, N., Tövissi, L.*, — Statistica matematică cu aplicaţii în producţie, Editura Academiei R.P.R. Bucureşti, 1963.

◆

CZ: 621.91.07 ; 621.919

Rezultate cu privire la optimizarea parametrilor de așchiere a broșelor

Ing. Carol ELEKEȘ – Intreprinderea de strunguri – Arad

Broșele sînt scule așchietoare la care mișcarea de avans este realizată din construcție, prin supraînălțările succesive ale tăișurilor, iar desprinderea așchiilor se obține în urma mișcării principale de așchiere. În procesul de broșare fiecare tăiș al sculei se angajează numai o dată în așchiere. Broșele sînt scule de mare productivitate, utilizate de preferință în fabricație de serie și de masă. În funcție de poziția suprafețelor ce se broșează există broșe interioare și exterioare. Datorită legăturii dimensionale strînse în sistemul broșă-piesă (excluzînd subiectivitatea lucrătorului), în special la broșarea interioară se obține o mare precizie de formă și de dimensiune, precum și o calitate superioară a suprafețelor prelucrate. Broșele fiind scule cu o destinație bine determinată (geometrie fixă), ele se construiesc pentru o anumită suprafață (plană, rotundă, profilată, evolventică), pentru un anumit interval de lungime de broșare și pentru un anumit interval al caracteristicilor materialului de prelucrat. Din marea varietate de construcție a broșelor, în cadrul acestei lucrări se tratează broșele pentru caneluri, pentru prelucrarea butucilor canelați cu profil dreptunghiular, cu șase caneluri, cu centrare interioară (STAS 2671–66), frecvent utilizați în construcția mașinilor-unelte.

1. Proiectarea broșelor pentru caneluri.

Forma constructivă, dimensiunile nominale și abaterile butucilor canelați cu profil dreptunghiular, cu șase caneluri (STAS 2671–66) necesare pentru realizarea unei asamblări cu centraj interior este prezentată în figura 1.

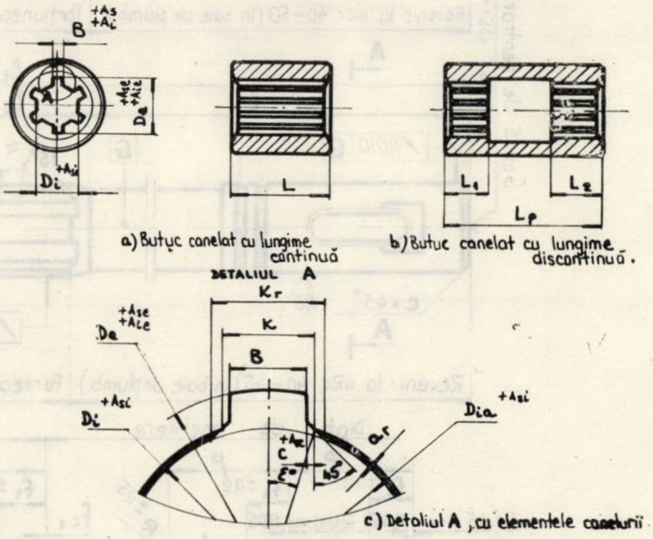
În vederea ușurării operației de broșare piesele lungi sînt prevăzute cu un spațiu de degajare interioară (figura 1 b), lungimea efectivă de broșare devenind

$$L = L_1 + L_2 < P_p \text{ [mm]} \qquad (1)$$

În cazul pieselor inelare, pentru obținerea unei lungimi adecvate (minime) de broșare ele se fixează în pachet, realizînd astfel o piesă compactă de formă obișnuită (figura 1 a).

Figura 1 c reprezintă forma și dimensiunile unei caneluri cu următoarele elemente caracteristice :

D_e – diametrul exterior nominal al canelurii,
A_{se} – abaterea superioară a diametrului exterior,
A_{ie} – abaterea inferioară a diametrului interior,
B – lățimea nominală a canelurii,
A_s – abaterea superioară a lățimii canelurii,
A_i – abaterea inferioară a lățimii canelurii,
D_i – diametrul interior nominal (de centrare) al canelurii, totodată și alezajul de conducere a broșei,
A_{si} – abaterea superioară a diametrului interior,
C – dimensiunea nominală a teșirii,
A_{sc} – abaterea superioară a teșirii.



B +As +Ai
De +Ase +Aie
Di +Asi
L
L1
L2
Lp
a) Butuc canelat cu lungime continuă
b) Butuc canelat cu lungime discontinuă.
DETALIUL A
Kr
K
B
De +Ase +Aie
Di +Asi
Dia +Asi
ar
+Ac
C
ε°
45
c) Detaliul A, cu elementele canelurii

Fig. 1. Elementele butucului canelat

În unele cazuri, din motive tehnologice la operația de broșare alezajul pentru conducere se execută cu adaos de rectificare (a_r), conform figurii 1 c. În acest caz alezajul pentru conducere și ghidare a broșei are următorul diametru ;

$$D_{ia} = D_i - 2a_r \text{ [mm]} \qquad (2)$$

Din considerente geometrice mărimea de execuție a teșiturilor pentru o canelură se calculează cu relația :

– pentru varianta fără adaos de rectificare :

$$K = B_{med} + 2C_{med} \text{ [mm]} \qquad (3)$$

– pentru varianta cu adaos de rectificare,

$$K = B_{med} + 2\left[C_{med} + \frac{0{,}707 \cdot a_r}{\cos\left(45^\circ + \arcsin\dfrac{B_{med} + 2C_{med}}{D_i}\right)}\right] \text{ [mm]} \qquad (4)$$

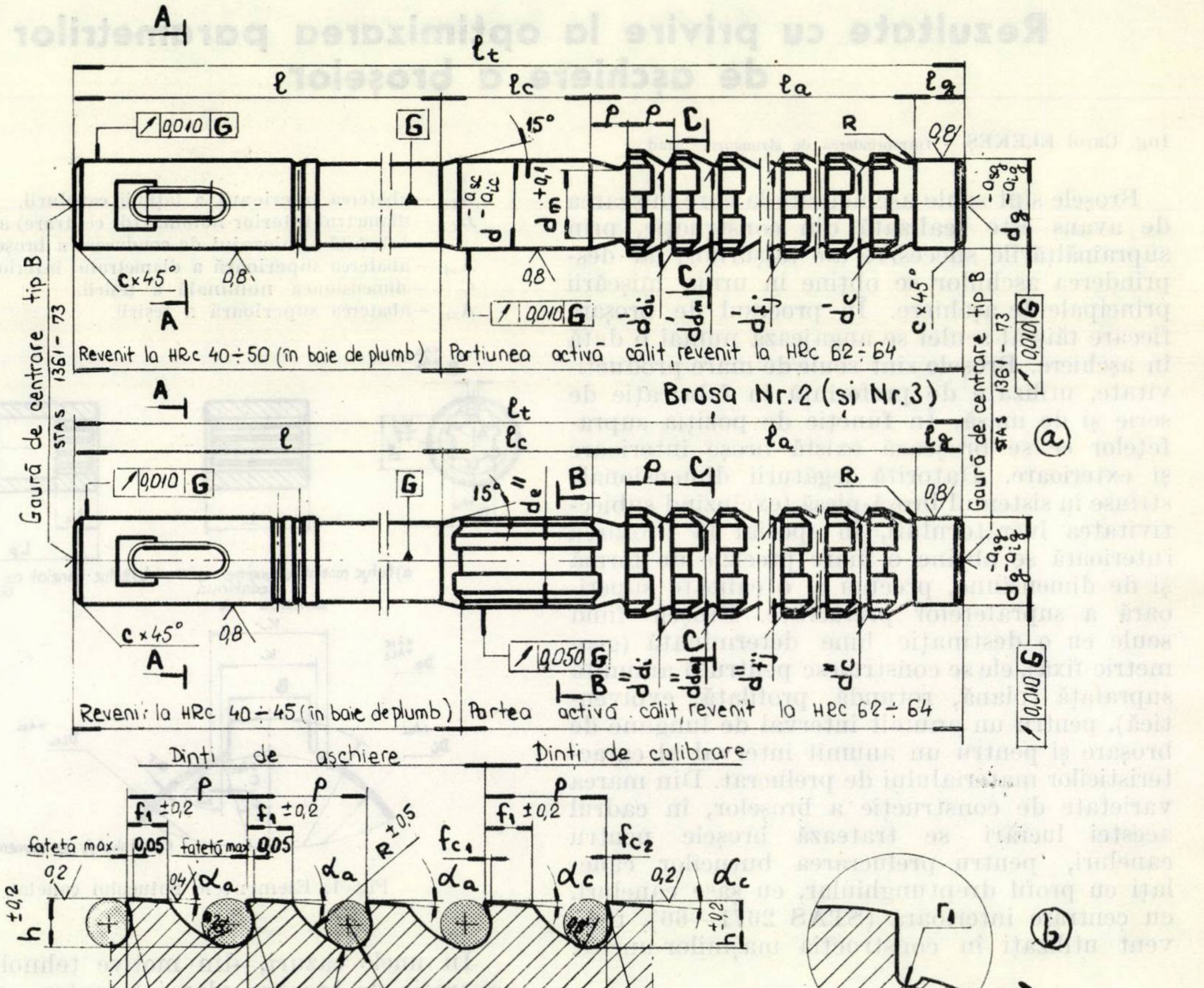

A
ℓ_t
ℓ
ℓ_c
ℓ_a
ℓ_g
0,010 G
G
15°
p
C
R
0,8
c×45°
Gaură de centrare tip B STAS 1361-73
Revenit la HRc 40÷50 (în baie de plumb)
Porțiunea activă călit, revenit la HRc 62÷64
Broșa Nr. 2 (și Nr. 3)
a
B
0,050 G
Revenit la HRc 40÷45 (în baie de plumb)
Partea activă călit, revenit la HRc 62÷64
Dinți de așchiere
Dinți de calibrare
$f_1 \pm 0,2$
fațetă max 0,05
$R \pm 0,5$
f_{c1}
f_{c2}
α_a
α_c
$h \pm 0,2$
$\gamma \pm 30'$
Pe suprafața golului nu se admit rizuri, discontinuități, fisuri
PROFILUL DINȚILOR PENTRU BROȘELE Nr. 1, 2 și 3
DETALIUL E
b
SECȚIUNEA A-A
comună
Spărgătoare de așchii, executate într-un plan paralel cu suprafața de așchiere
K(Kr)
$b-a_i$
r'_{max}
45°
0°30' +30'
DETALIUL F pentru primii "S" dinți ai broșei Nr. 1
DETALIUL F pentru ultimii "Z-S" dinți ai broșei Nr. 1 și ai broșei Nr. 2 (și Nr. 3)
SECȚIUNEA B-B
SECȚIUNEA C-C
d
b_c
d_g
a_{ib}
E
F

Fig. 2, Construcția broșei pentru caneluri

în care :

$$B_{med} = \frac{A_i + A_s}{2} \text{ şi } C_{med} = \frac{A_{sc}}{2} + C \quad [\mathrm{mm}]$$

Desenul de execuţie complet al unei garnituri de broşe pentru caneluri este prezentat în figura 2.

1.1. Stabilirea elementelor de aşchiere, de conducere şi de ghidare.

Diametrul de conducere a broşei d (fig. 2a şi c) se determină cu relaţiile :

$$d = [D_i]_{-a_{ic}}^{-a_{sc}} \text{ (fără adaos de rectificare), [mm]} \quad (5)$$

$$d = [D_{ia}]_{-a_{ic}}^{-a_{sc}} \text{ (cu adaos de rectificare), [mm]}$$

în care abaterea superioară (a_{sc}) şi inferioară (a_{ic}) se încadrează în cîmpul de toleranţe *f7* (STAS 8104—68).

Diametrul de ghidare a broşei d_g (fig. 2 a, c) se determină cu relaţiile :

$$d_g = [D_i]_{-a_{ig}}^{-a_{sg}} \text{ (fără adaos de rectificare), [mm]} \quad (6)$$

$$d_g = [D_{ia}]_{-a_{ig}}^{-a_{sg}} \text{ (cu adaos de rectificare), [mm]}$$

în care abaterea superioară (a_{sg}) şi inferioară (a_{ig}) se încadrează în cîmpul de toleranţe *g*6 (STAS 8104—68).

În scopul compensării erorilor de divizare şi a uzurii broşelor, lăţimea de aşchiere a dinţilor se determină cu relaţia :

$$b = [B + A_s + 0{,}005]\ [\mathrm{mm}]_{-a_i} \quad (7)$$

în care a_i este abaterea inferioară a lăţimii de aşchiere a dinţilor. Ca valoare se încadrează în cîmpul de toleranţă *h*11 (STAS 8104—68). Lăţimea părţii de conducere (fig. 2 c) are următoarea valoare ;

$$l_c = [B - 0{,}050]\ [\mathrm{mm}]_{-a_{ib}} \quad (8)$$

în care a_{ib} este abaterea inferioară a lăţimii părţii de conducere. Ca valoare se încadrează în cîmpul de toleranţe *h*12 (STAS 8104—68).

Mărimea de execuţie a teşiturilor (K sau K_r) la broşa nr. 1 (fig. 2 c) se calculează cu relaţia (3) respectiv (4). Raza de rotunjire r'_{max} pentru ambele variante se calculează cu relaţia $r'_{max} = c$ [mm].

Mărimea spaţiilor de degajare pentru partea de conducere (fig. 2 a şi c) are următoarea valoare ;

$$r_1 = 0{,}5\ldots1{,}0$$

$$h_1 = 0{,}5\ldots1{,}0\ [\mathrm{mm}]$$

1.2. Determinarea parametrilor de aşchiere.

Rugozitatea suprafeţelor aşchietoare are o mare influenţă asupra broşabilităţii. Rugozitatea medie aritmetică mică (frecare mică) asigură o desprindere uşoară a aşchiei, obţinînd o calitate bună a suprafeţelor prelucrate, reducînd totodată şi forţa principală de broşare.

1.2.1. Alegerea unghiului de degajare γ şi a unghiurilor de aşezare α_a şi α_c.

Unghiul de degajare influenţează modul de desprindere a aşchiei, valoarea lui depinzînd de calitatea materialului şi se alege din lucrările [5, 7, 9 şi 11]

Unghiurile de aşezare α_a (a dinţilor de aşchiere) şi α_c (a dinţilor de calibrare), figura 2 b, se alege din lucrările [5, 7 şi 9]

1.2.2. Stabilirea mărimii supraînălţării dinţilor *a*.

În cazul măririi grosimii aşchiei presiunea specifică necesară desprinderii elementului de aşchiere se micşorează, dar din cauza creşterii secţiunilor ce se desprind forţa de aşchiere creşte. Probabilitatea formării aşchiei de rupere creşte odată cu creşterea grosimii aşchiei. La grosimi mici ale aşchiei în loc de aşchiere apare fenomenul de tasare. Ţinînd seama de multiplele influenţe ale grosimii aşchiei, în cazul prelucrării oţelului se recomandă următoarele valori pentru mărimea pe rază a supraînălţărilor dinţilor de degroşare :

$$^{*}a = 0{,}04\ldots0{,}05\ldots0{,}06\ldots(0.07) \quad [\mathrm{mm}]$$

În cazul prelucrării fontei şi a metalelor neferoase grosimea aşchiei este mai mare şi se alege din lucrările [7, 9, şi 11]

1.2.3. Stabilirea pasului *p*.

Criteriul principal de stabilire a pasului broşei este numărul de dinţi admisibil care lucrează simultan în piesă. Valorile limită recomandate ale numărului de dinţi sînt :

$^{*}Z_{s\,max} \leqslant 5$; (6) pentru lungimi mari de broşare şi (9)

$^{*}Z_{s\,min} \geqslant (2)$; (3) pentru lungimi mici de broşare.

În cazul pieselor cu lungime continuă (fig. 1 a) se obţine o aşchiere economică dacă se asigură următoarea inegalitate între pasul broşei (p), lungimea maximă de broşare (L_{max}) şi numărul maxim de dinţi (Z_{smax}) :

$$(Z_{s\,max} - 1)p + (0{,}90\ldots0{,}95)p \geqslant L_{max} \quad (10)$$

Astfel, formula de calcul al pasului broşei rezultă din relaţia (10) ;

$$P \geqslant \frac{L_{max}}{Z_{max} - (0{,}05 - 0{,}10)}\ [\mathrm{mm}] \quad (11)$$

---

* Valorile în paranteză se evită pe cît este posibil.

Valorile limită efective de lungime (domeniul de lucru al broșei) pentru cazul pieselor continue se calculează cu următoarele relații:

$$L_{max} = p[Z_{max} - (0,05 - 0,10)] \ [\text{mm}] \quad (12)$$

$$L_{min} = p[Z_{min} - (0,05 \ldots 0,10)] \ [\text{mm}] \quad (13)$$

În cazul pieselor cu lungime discontinuă (fig. 1 b) punînd condițiile (9) și (10) pasul se determină pe cale grafică.

Pentru mărirea stabilității procesului de broșare se recomandă ca suprafața de reazem (suprafața de așezare pe mașina de broșat) să fie de partea lui L_1, cînd $L_1 < L_2$ (fig. 1 b.)

1.2.4. Stabilirea elementelor profilului dinților.

Profilul dinților se execută în două variante; varianta normală (fig. 3a) și varianta prelungită (fig. 3b). Varianta normală se utilizează pentru suprafețe continue, iar varianta prelungită se utilizează în cazul suprafețelor discontinue sau cînd efortul unitar efectiv (σ_{ef}) în secțiunea periculoasă a broșei depășește valoarea efortului unitar admisibil (σ_a)

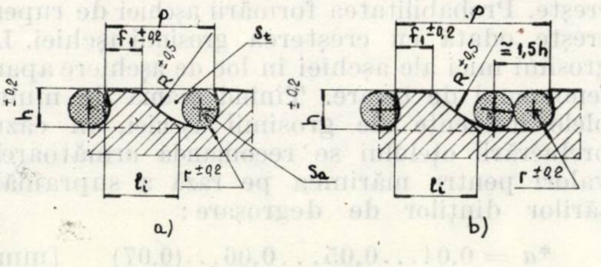


Fig. 3, Profilul dinților

În procesul de broșare aparînd fenomenul comprimării așchiei pentru dimensionarea golului dintelui la volumul total de așchie îndepărtată este necesară determinarea coeficientului activ de umplere (raportul dintre suprafața activă a golului dintelui S_a și produsul dintre lungimea maximă a piesei și grosimea așchiei). Expresia analitică a coeficientului activ de umplere este

$$k = \frac{\pi \cdot h^2}{4 \cdot a \cdot L_{max}} \quad (14)$$

Valorile recomandate pentru coeficientul activ admisibil de umplere sînt:

— în cazul așchiilor fărămițate:

$$k_a \geqslant 4,0 \text{ pentru } a < 0,05 \text{ mm}$$

$$k_a \geqslant 4,5 \text{ pentru } a \geqslant 0,05 \text{ mm}$$

— în cazul așchiilor continue:

$$k_a \geqslant 4,5 \text{ pentru } a < 0,05 \text{ mm}$$

$$k_a \geqslant 5,0 \text{ pentru } a \geqslant 0,05 \text{ mm}$$

Elementele profilului dinților în cadrul variantei normale (fig. 2b; c și fig. 3 a) se determină cu următoarele relații:

— fața de așezare (asigurînd un număr de reascuțiri); $f_1 = (0,35...0,45)p$ [mm] (15)

— adîncimea golului dintelui din relația (14):

$$h = \sqrt{\frac{4 \cdot a \cdot L_{max} \cdot k}{\pi}} \ [\text{mm}] \quad (16)$$

— raza de racordare a spatelui dintelui: $f = f_1 \cdot \text{tg } 3° + R = (1,5...2,5)h$ [mm] (17)

— raza de racordare a piciorului dintelui(3);

$$r = \frac{h}{2} \ [\text{mm}] \quad (18)$$

— fațeta dreaptă (fig. 2 c): $f = f_1 \cdot \text{tg } 3° + (0,2 \ldots 0,3)$ [mm] (19)

— fațetele dinților de așchiere max 0,05 mm, iar fațetele dinților de calibrare în ordine crescătoare; $f_{c_1} = 0,2$ mm; $f_{c_2} = 0,4$ mm; $f_{c_3} = 0,6$ mm; $f_{c_4} = 0,8$ mm etc.

— coeficientul pasiv de umplere (raportul dintre suprafața totală a golului dintelui S_t și produsul dintre lungimea maximă a piesei și grosimea așchiei):

$$k_p = \frac{S_t}{a \cdot L_{max}} = 6 \cdots 9 \quad (20)$$

Elementele profilului dinților în cazul variantei prelungite (fig. 3.b) diferă de varianta normală prin următoarele:

— pasul, determinat pe cale grafică pe baza relațiilor (9) și (10), este mai mare;

— la fundul dintelui există practicat un palier drept (1,5 h),

— fața de așezare: $f_1 = (0,30 \cdots 0,40)p$ [mm] (21)

— coeficientul pasiv de umplere: $k_p = \dfrac{S_t}{a \cdot L_{max}} > 9$ (22)

1.2.5. Stabilirea dimensiunilor și a pozițiilor spărgătoarelor de așchii.

Spărgătoarele de așchii au o importanță mare în procesul de broșare și trebuie să fie înguste (se execută cu abraziv cu liant de cauciuc (dimensiunile lor sînt date în fig. 4).

Criteriul de bază pentru stabilirea numărului de spărgătoare și a schemei de amplasare este lățimea maximă admisibilă a așchiei ($1_{max} = 5$ mm).

În figura 5 este prezentată schema generală de amplasare a spărgătoarelor de așchii.

În funcție de intervalul de lățime a dinților b există două variante de amplasare:

— varianta cu formulele 3 + 2 şi 2 + 1 (fig. 5 a) şi
— varianta cu formulele 3 + 3, 2 + 2 şi 1 + 1 (fig. 5 b).

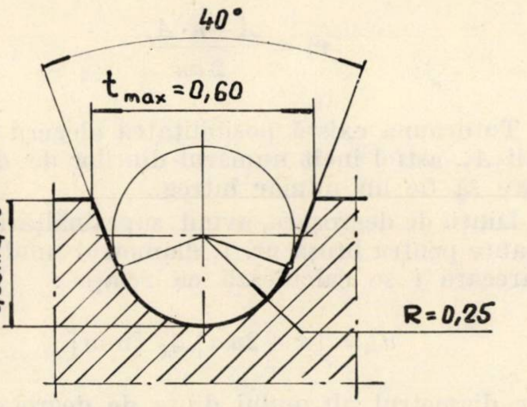


Fig. 4, Dimensiunile spărgătoarelor de aşchii

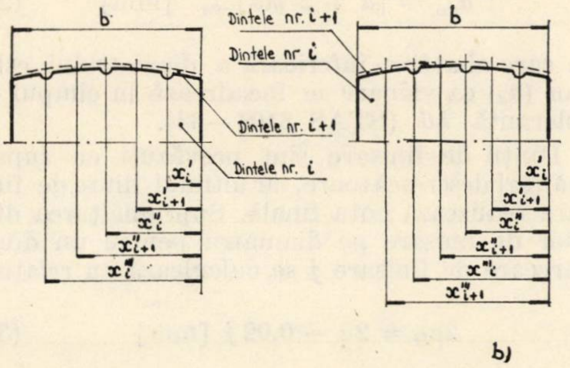


Fig. 5, Schema de amplasare a spărgătoarelor de aşchi

Prima cifră reprezintă numărul spărgătoarelor la dintele n_r i iar a doua numărul spărgătoarelor la dintele n_r $i+1$

Poziţia spărgătoarelor se calculează cu relaţiile:

— pentru $b \cong 4$; 5; 6 mm (formula de amplasare 1 + 1)

$$x'_i = \frac{b}{2} - 0,8 \text{ [mm]}$$

$$x'_{i+1} = \frac{b}{2} + 0,8 \text{ [mm]}$$

— pentru $b \cong 8$; 10mm (formula de amplasare 2 + 1);

$$x'_i = \frac{b}{3} - 0,9 \text{ [mm]} \qquad x''_i = \frac{b}{2} + 1,8 \text{ [mm]}$$

$$x'_{i+1} = \frac{b}{2} \text{ [mm]}$$

— pentru $b \cong 12$ mm (formula de amplasare 2 + 2);

$$x'_i = \frac{b}{3} - 0,9 \text{ [mm]} \qquad x''_i = \frac{2b}{3} - 0,9 \text{ [mm]}$$

$$x'_{i+1} = \frac{b}{3} + 0,9 \text{ [mm]} \qquad x''_{i+1} = \frac{2b}{3} + 0,9 \text{ [mm]}$$

— pentru $b \cong 14,16$ mm (formula de amplasare 3 + 2);

$$x'_i = \frac{b}{3} - 1,8 \text{ [mm]} \qquad x''_i = \frac{b}{2} \text{ [mm]}$$

$$x''_i = \frac{b2}{3} + 1,8 \text{ [mm]}$$

$$x'_{i+1} = \frac{b}{3} \text{ [mm]} \qquad x''_{i+1} = \frac{2b}{3} \text{ [mm]}$$

— pentru $b \cong 18$ mm (formula de amplasare 3 + 3);

$$x'_i = \frac{b}{4} - 0,9 \text{ [mm]} \qquad x''_i = \frac{b}{2} - 0,9 \text{ [mm]}$$

$$x'''_i = \frac{3b}{4} - 0,9 \text{ [mm]}$$

$$x'_{i+1} = \frac{b}{4} + 0,9 \text{ [mm]} \qquad x''_{i+1} = \frac{b}{2} + 0,9 \text{ [mm]}$$

$$x'''_{i+1} = \frac{3b}{4} + 0,9 \text{ [mm]}$$

Bazîndu-se pe practica de exploatare a broşelor se recomandă aplicarea spărgătoarelor de aşchii şi pe dinţii de calibrare, deoarece în urma reascuţirilor şi a recondiţionărilor dinţii de calibrare se transformă mai uşor în dinţi de aşchiere.

1.2.6. Stabilirea numărului de dinţi şi a lungimii broşelor.

Din cauza adaosurilor mari de prelucrare broşele pentru caneluri se execută în două sau trei treceri (fig. 2 a).

În scopul realizării teşiturilor ($C^{+A_{sc}}$) broşa nr. 1 se execută cu dinţi speciali (fig. 2 c), detaliul F).

Numărul dinţilor cu profil special se determină cu relaţiile:

$$S = \frac{C_{med}}{a} + (3\ldots4) \text{ (fără adaos de rectificare),} \tag{23}$$

$$S = \frac{K_r \ B_{med}}{2a} + (3\ldots4) \text{ (cu adaos de rectificare).} \tag{24}$$

Dinţii cu profil special se execută pe maşini de rectificat caneluri cu abraziv profilat pentru acest scop şi se controlează prin metoda fantei de lumină cu ajutorul şablonului din figura 6.

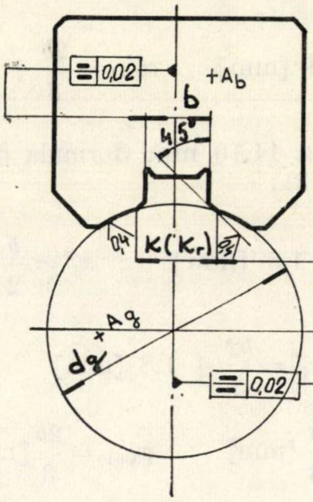


Fig. 6, Şablonul de control.

Elementele principale ale şablonului sînt:

— cotele K sau K_r se determină cu relaţiile (3) sau (4),

— lăţimea nominală b se determină cu relaţia (7), iar abaterea superioară (A_b) ca valoare se încadrează în cîmpul de toleranţă H7(STAS 8104—68);

— diametrul nominal d_g se determină cu relaţia (6), iar abaterea superioară (A_g) ca valoare se încadrează în cîmpul de toleranţe H8 (STAS 8104—68

Adaosul total de prelucrare pe diametru se determină cu relaţiile:

$$A = D_e + A_{se} - D_i \text{ (fără adaos de rectificare) [mm]} \tag{25}$$

$$A_r = D_e + A_{se} - D_{ia} \text{ (cu adaos de rectificare [mm]} \tag{26}$$

Broşele sînt prevăzute cu dinţi de aşchiere (degroşare — finisare) şi dinţi de calibrare (fără supraînălţări) care servesc ca o parte de rezervă în cazul reascuţirilor şi recondiţionărilor. Din acest motiv unghiul de degajare γ şi pasul p a părţii de aşchiere şi de calibrare sînt identice. În scopul măririi productivităţii la început se adoptă construcţia broşei în două treceri ($n = 2$). Dacă se constată însă că lungimea broşei este mare în raport cu diametrul (pericol de incovoiere în execuţie şi exploatare) se adoptă construcţia broşei în trei trecri ($n = 3$). Pentru obţinerea unei calităţi superioare a suprafeţelor broşate cota—parte din adaosul total de prelucrare A (sau A_r), adaosul de finisare pe diametrul $A_f = (0{,}15\ldots0{,}25)$mm, se îndepărtează cu ajutorul dinţilor de finisare. Astfel, numărul dinţilor de degroşare se calculează cu relaţia:

$$m = \frac{A - n\cdot A_f}{2\,an} \tag{27}$$

Totdeauna există posibilitatea alegerii mărimii A_f, astfel încît numărul dinţilor de degroşare să fie un număr întreg.

Dinţii de degroşare, avînd supraînălţări constante pentru broşa nr. 1, diametrul unui dinte oarecare i se calculează cu relaţia:

$$d'_{di} = [d + 2ma]_{-a_d} \text{ [mm]} \tag{28}$$

iar diametrul ultimului dinte de degroşare se determină cu relaţia:

$$d'_{d_m} = [d + 2\,ma]_{-a_d} \text{ [mm]} \tag{29}$$

în care abaterea inferioară a diametrului esterior (a_d) ca valoare se încadrează în cîmpul de toleranţă *h6* (STAS 8104—68).

Dinţii de finisare sînt prevăzuţi cu supraînălţări descrescătoare, iar ultimul dinte de finisare realizează cota finală. Supraînălţarea dinţilor de finisare pe diamatru pentru un dinte oarecare de finisare j se calculează cu relaţia:

$$2a_{f_j} = 2a - 0{,}02\,j \text{ [mm]} \tag{30}$$

În scopul evitării presării materialului, în loc de aşchiere se impune ca supraînălţarea pe diametrul ultimului dinte de finisare q să satisfacă inegalitatea:

$$2a - 0{,}02_q \geqslant 0{,}02 \tag{31}$$

Dinţii de finisare, avînd supraînălţări variabile pentru broşa nr. 1 diametrele lor se calculează cu relaţiile:

— pentru primul dinte:

$$d'_{f_1} = [d'_{d_m} + 2a_{f_1}]_{-a_d} \text{ [mm]} \tag{32}$$

— pentru dintele oarecare j:

$$d'_{f_j} = [d_{f_{j-1}} + 2a_{f_j}]_{-a_d} \text{ [mm]} \tag{33}$$

— pentru ultimul dinte:

$$d'_{f_q} = d'_c = \left[d + \frac{A}{n}\right]_{-a_d} \text{[mm]} \tag{34}$$

în care d'_c este diametrul dinţilor de calibrare.

Broşa nr. 2, avind aceleaşi supraînălţări şi număr de dinţi (de degroşare m şi de finisare q), diametrele ei se calculează cu următoarele relaţii:

— diametrul unui dinte oarecare i de degroșare $d''_{d_i} = [d'_c + 2ia]_{-a_d}$ [mm] (35)

— diametrul ultimului dinte de degroșare $d''_{d_m} = [d'_c + 2ma]_{-a_d}$ [mm] (36)

— diametrul primului dinte de finisare, $d''_{f_1} = [d''_{d_m} + 2a_{f_1}]_{-a_d}$ [mm] (37)

diametrul unui dinte oarecare j de finisare $d''_{f_j} = [d''_{f_{j-1}} + 2a_{f_j}]$ [mm] (38)

— diametrul ultimului dinte de finisare

$$d''_{f_q} = d''_c = \left[d'_c + \frac{A}{n}\right]_{-a_d} \text{ [mm]} \qquad (39)$$

în care d''_c — diametrul dinților de calibrare.
— diametrul exterior al părții conducerii canelate (fig. 2c)

$$d''_e = d'_c - (0{,}3\cdots 0{,}5) \text{ [mm]} \qquad (40)$$

În cazul variantei cu trei treceri ($n = 3$) diametrele broșei nr. 3 se calculează în mod similar cu cazurile precedente. În practică numărul dinților de calibrare se ia $v = 3...6$, astfel numărul total de dinți fiind

$$z = m + q + v. \qquad (41)$$

Lungimea totală a broșelor se determină cu relația :

$$L = l + l_c + l_a + l_q \text{ [mm]} \qquad (52)$$

în care lungimea activă este

$$l_a = p(z + 1) \text{ [mm]} \qquad (43)$$

2. Verificări de rezistență

2.1. *Verificarea broșelor la întindere.*

În cazul broșelor pentru caneluri efortul de broșare se determină cu relația ;

$$F = 6\psi \cdot p_s \cdot a \cdot b \cdot Z_{s\,max} \text{ [daN]} \qquad (44)$$

în care $\psi = 1{,}05 \cdots 1{,}10$ este coeficientul de majorare, iar p_s—presiunea specifică de așchiere [daN/mm²), în funcție de supraînălțarea (a) și de calitatea materialului de broșat, și se alege din lucrările [1 ; 9 ; 7]

Considerînd secțiunea periculoasă a broșei (nr. 1) (fig. 2 a)

$$s_m = \frac{\pi\, d_m^2}{4}$$

efortul unitar efectiv se determină cu relația ;

$$\sigma_{ef} = \frac{24\ \psi \cdot p_s \cdot a \cdot b \cdot Z_{s\,max}}{\pi(d'_{d_1} - 2h)^2} \text{ [daN/mm}^2\text{]} \qquad (45)$$

Efortul unitar admisibil pentru oțelul rapid calitate Rp3 (călit, revenit la HRc 62 — 65) frecvent utilizat în construcția broșelor este ;

$$\sigma_a = 15 \text{ daN/mm}^2$$

2.2. *Verificarea dintelui la încovoiere*

Efortul de broșare care solicită dintele la încovoiere este dat de expresia :

$$F_1 = \psi \cdot p_s \cdot a \cdot b \text{ [daN]} \qquad (46)$$

Ținînd seama de schema de încovoiere (fig. 3 a) efortul unitar efectiv de încovoiere trebuie să satisfacă înegalitatea ;

$$\sigma_{efi} = \frac{6 \cdot \psi \cdot p_s \cdot a \cdot h}{l_i^2} \leqslant \sigma_{ai} \text{ [daN/mm}^2\text{]} \qquad (47)$$

în care pentru valoarea efortului unitar admisibil de încovoiere se recomandă $\sigma_a = 10$daN/mm²

3. Concluzii

Pentru obținerea unei așchiabilități ușoare și a unei calități superioare a suprafețelor broșate este necesară proiectarea și realizarea cu rigurozitatea parametrilor principali de așchiere a broșelor (p, h, r, a, γ, $\alpha°$, rugozitățile etc.) cu metodele prezentate în această lucrare. Precizia dimensională cerută a butucilor canelați (inclusiv teșirea) se obține cu broșe a căror elemente de așchiere sînt calculate cu formulele din paragraful1.1.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Alexeev, G.A.— Arșinov V.A.—Smolnicov E.A.* Calculul și construcția sculelor așchietoare, Editura tehnică—1953

[2] *Bakondi, K.—Kardos, A—A* gépgyártás technológiája, vol. I—Budapesta—1966

[3] *Elekes, C.— ș.a.* Cu privre la stabilirea unor corelații între parametrii de așchiere a broșelor și caracteristicile materialelor de broșat. Sesiunea de comunicări științifice a tinerilor din ramura construcțiilor de mașini. București 6—8 aprilie 1972. Secția III-D. Tehnologia prelucrării la rece, scule așchietoare, dispozitive.

[4] *Enache, St.—Dragu, D.—Simionescu, M* : Tehnologia sculelor așchietoare, Editura tehnică, București, 1964.

[5] *Enache, St* : Proiectarea și tehnologia sculelor așchietoare, Editura didactică și pedagogică-București.

[6] *Lăzărescu, I.D* : Teoria așchierii metalelor și proiectarea sculelor — Editura didactică și pedagogică-București 1964

[7] *Lăzărescu, I.D.* : Calculul și construcția sculelor așchietoare, Editura tehnică-București 1961

[8] *Sauer, L* :— Scule pentru prelucrarea găurilor, Editura tehnică — București-1966

[9] *Sauer L.* — Proiectarea sculelor, Editura didactică și pedagogică, București-1967

[10] x x x Norma de tipizare, Broșe, M.T.I.—14—64.

[11] x x x Prospect, Scule de broșat (Räumwerkzeuge) firma : VEB Spezial-Werkzeugfabrik, ZELLA-MEHLIS, RDG.

[12] x x x Prospect, Scule de broșat (Räumwerkzeuge) firma : Karl Klink Werkzeug-und Maschinenfabrik, 7532 Niefern-Pforzheim, RFG.

[13] x x x Prospect, Scule de broșat (broce) firma : Interprogress Italiana S.p.a. Trieste, Italia.

[14] x x x Prospect, Scule de broșat (broce) firma : S.p.a. Marchello-Torino, Italia.

[15] x x x Prospect, High Precision Broaches, Matrix, Anglia.

MATERIALE DOCUMENTARE

CZ : 621.91.07 : 669.14.018.8

Durabilitatea sculelor la aşchierea oţelurilor inoxidabile

Ing. Aurelian **VLASE** – Institutul politehnic – Bucureşti

În procesul de aşchiere, durabilitatea reprezintă un indicator de bază al prelucrabilităţii diferitelor materiale. În cadrul oţelurilor inoxidabile, durabilitatea sculei aşchietoare este cu mult mai redusă decît în cazul prelucrării oţelurilor de construcţie obişnuite, pentru aceleaşi viteze de aşchiere [3]. Ea diferă de la aliaj la aliaj chiar în cadrul aceleiaşi clase a oţelului inoxidabil: feritic, martensitic sau austenitic. Durabilitatea sculei depinde direct de intensitatea uzurii sculei aşchietoare. Cel mai răspîndit criteriu de uzură este uzura pe faţa de aşezare a sculei aşchietoare (fig. 1) [4, 3]. Un alt criteriu este adîncimea h şi lăţimea b a canalului de pe faţa de degajare a sculei aşchietoare. În sfîrşit, un al treilea criteriu de uzură este uzura radială U_r, care influenţează direct precizia de prelucrare. Se ştie însă că în procesul de prelucrare poziţia uzurii maxime se poate deplasa pe muchia aşchietoare, de exemplu din cauza ştirbirilor locale. În afară de aceasta, mărimea liniară a uzurii nu este o măsură a lucrului mecanic consumat cu dispersarea materialului sculei în procesul uzurii ei. De aceea ar fi mai corect să se exprime mărimea uzurii sculei prin intermediul volumului sau a masei părţii uzate a sculei, întrucît lucrul mecanic al forţelor de frecare se apreciază în primul rînd prin mărimea unui anumit volum sau a masei produselor de uzură care-i corespunde[5].

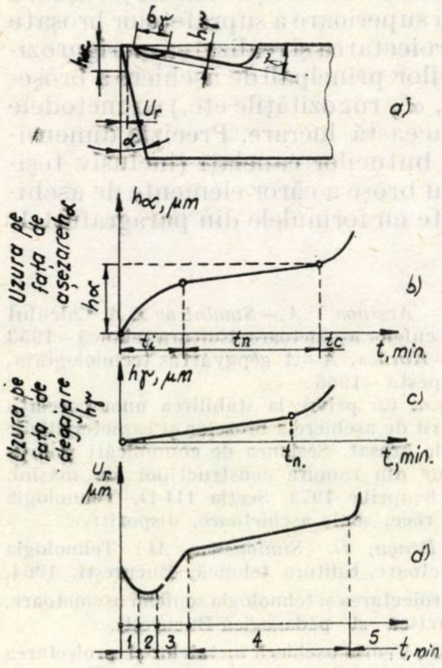


Fig. 1. Elementele uzurii părţii aşchietoare a sculei (a) şi variaţia mărimilor lor în timp (b. c, d)

U_r-uzura radială; 1-încălzirea cuţitului; 2-compensarea dilatării cu uzura cuţitului; 3-uzura iniţială de rodaj; 4-uzura normală; 5-uzura catastrofală.

Masa părţii uzate a sculei se poate determina fie pe calea cîntăririi directe cu folosirea izotopilor radioactivi, fie prin intermediul calculelor pe baza măsurătorilor microscopice. Folosirea acestui indicator permite să se determine indicele de intensitate a uzurii exprimat la un moment dat în m^3/m aşchie sau în mg/m aşchie [5]. Curbele de reprezentare a uzurii se găsesc în figura 1 [3, 4]. Forma graficului pentru uzura raduală U_r este prezentată în figura 1d, din care se vede că în momentul iniţial are o mare influenţă alungirea cuţitului datorită încălzirii lui. Timpul de uzură normală a cuţitului este foarte lung; în acestă zonă dependenţa uzurii de timp are un caracter liniar. Mărimea care caracterizează intensitatea uzurii dimensionale este uzura relativă U_0, adică mărimea uzurii dimensionale în microni, raportată la 1 000 m de aşchiere a muchiri sculei aşchietoare pe suprafaţa de prelucrat. Mărimea durabilităţii unei scule aşchietoare se determină prin sarcina care acţionează pe muchiile aşchietoare ale sculei şi prin capacitatea lor de a prelua aceste sarcini. Mărimea sarcinii care acţionează pe muchia aşchietoare se determină prin fenomenele de alunecare a aşchiei şi a suprafeţei de prelucrat pe suprafeţele de lucru ale sculei aşchietoare, precum şi prin temperatura şi presiunea mare condiţionate de procesul de aşchiere.

Pe lîngă caracterul variabil al influenţei mecanice şi termice asupra muchiei aşchietoare, aşchierea intermitentă duce la creşterea eforturilor de aşchiere în momentul înfigerii: mărirea lor, de exemplu, pentru oţelul inoxidabil E.I. 661 este egală cu 20–30 % [3].

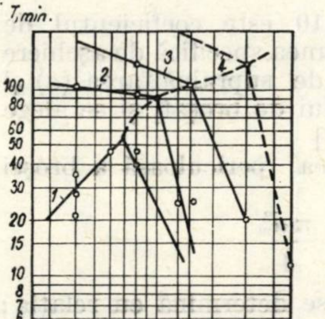


Fig. 2. Variaţia durabilităţii T a cuţitelor T15K6 (P10) în funcţie de avansul s_0 la strunjirea oţelulu iinoxidabil E.I.388

1) $V = 250$ m/min; 2) $V = 200$ m/min; 3) $V = 150$ m/min; 4) $V_4 = 100$ m/mi

Are mare importanţă ştirbirea muchiei aşchietoare şi la prelucrarea neîntreruptă (contină) a aliajelor inoxidabile.

Din examinarea curbelor din figura 2 [3] se observă modul de variaţie interesant al durabilităţii sculei aşchietoare în funcţie de avansul de strunjire a oțelului inoxidabil E.I. 388. Intensitatea uzurii, reprezentată de ramura din dreapta, este cu mult mai mare decît cea din stînga. Analiza caracterului uzurii sculei a arătat că ramurile din stînga sînt determinate de uzura prin frecare, iar cele din dreapta de uzura prin știrbire. În toate cazurile de uzură prin știrbire, capătă o importanță hotărîtoare fenomenele de oboseală care provoacă formarea microfisurilor; la apariția și dezvoltarea microfisurilor contribuie eforturile unitare variabile mecanice și termice.

Practica de exploatare a sculelor, îndeosebi a celor cu aliaje dure la prelucrarea oțelurilor inoxidabile și refractare, arată că în afara cazurilor de uzură normală arătate mai sus, există și alte cauze de scoatere a sculei din funcțiune. Din ele fac parte în special degradările fragile, condiționate de o rezistență insuficientă, mai întîi de toate a muchiilor așchietoare din aliaje dure. Observațiile practice asupra comportării cuțitelor cu aliaje dure la așchierea oțelurilor inoxidabile greu prelucrabile au arătat care sînt cauzele scoaterii lor din funcțiune: uzura prin frecare, știrbirea, degradarea (0,3—1,0 mm) și desprinderea locală sau generală (mai mult de 1 mm).

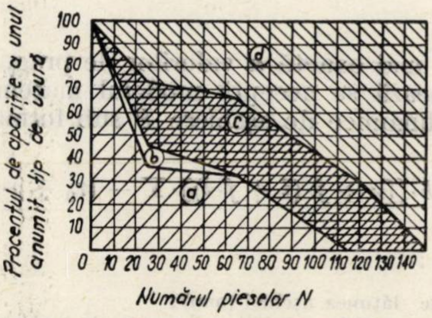


Fig. 3. Tipuri de uzură la oțeluri inoxidabile.
a) prin frecare; b) prin degradare; c) prin știrbire; d) prin desprindere.

La efectuarea unui anumit gen de prelucrare, un răspuns ilustrativ despre rolul hotărîtor al unuia din acești factori enumerați mai sus în scoaterea sculei din funcțiune pe măsura uzurii ei ni-l dă diagrama din figura 3 [1], care permite analiza cantitativă a influenței procesului de așchiere asupra caracterului uzurii [1]. Știrbirea unei mari porțiuni a muchiei așchietoare care face dintr-o dată scula inaptă pentru prelucrarea următoare reprezintă un fenomen diferit de uzură. Ea este o varietate a degradării, a ruperii sculei, al cărei cel mai slab element a dovedit a fi muchia așchietoare. Caracteristicile de rezistență insuficiente ale mărcilor existente, de aliaje dure și mineraloceramice, limitează folosirea pe larg a acestor materiale așchietoare la prelucrarea aliajelor inoxidabile și refractare, ducînd la un consum sporit de scule așchietoare. Din unele date ale literaturii de specialitate verifcate experimental de autor au rezultat legilei de variație a durabilității în funcție de viteze.

În figura 4 sînt reprezentate asftel de variații în coordonate duble logaritmice, pentru diferite calități de carburi metalice. Se observă că mărcile VK8 (K40) și VK6 (k30) au o durabilitate mai mare decît măricle T5K10 (P30) și T15K6(P10). În prezent se fac încercări de a se obține formule pentru calcularea durabilității la oțelurile inoxidabile pe baza cunoașterii legilor fizice ale procesului de așchiere, mai întîi de toate în funcție de caracteristicile fizicomecanice ale materialului de prelucrat. Caracteristicile mecanice ale materialului la temperatură obișnuită — $\sigma_r^{20°}$ și δ^{20} — determină limita reală a rezistenței materialului la întindere [3]

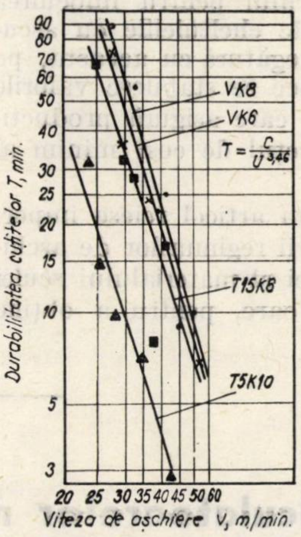


Fig. 4. Variația durabilității sculei în funcție de viteza de așchiere pentru diferite aliaje dure, la strunjirea aliajului cu titan.

$S_* = = 0{,}2$ mm/rot; $t = 1$ mm; $\alpha = 10°$; $\varkappa = 45°$; $h\alpha = 0{,}5 - 0{,}6$ [mm]

$$S_K^{20°} = \sigma_r^{20°}\ (1 + \delta^{20°})\left(\frac{N}{m^2}\right) \qquad (1)$$

Cu creșterea valorii lui $S_K^{20°}$ cresc eforturile necesare pentru deformație și în consecință prelucrabilitatea se înrăutățește. Cele mai importante caracteristici care determină prelucrabilitatea prin așchiere a aliajelor inoxidabile și refractare sînt rezistența și conductibilitatea lor termică. Pornind de la mărimea S_K și de la coeficientul de conductibilitate termică a materialului de prelucrat λ, a fost obținută formula pentru determinarea vitezei admisibile de așchiere V_T în funcție de durabilitatea adoptată [2].

$$V_T = C_T \cdot \frac{\lambda^{0,5}}{S_K^{1,8}} = C_T \cdot \frac{\lambda^{0.5}}{\sigma_r^{1,8}\ (1 + \delta)^{1.8}}\ [\text{m/min}] \qquad (2)$$

unde C_T este constanta care ține seama de durabilitatea adoptată.

În practică de cele mai dese ori se adoptă durabilitatea și apoi se calculează viteza de așchiere în funcție de aceasta. La alegerea unei valori mari a durabilității sculei se obțin viteze de așchiere extrem de mici și o productivitate mică. La scăderea productivităţii mai duce şi alegerea unei durabilităţi extrem de mici din cauza opririlor frecvente ale maşinii-unelte pentru înlocuirea sculei. Totodată cresc şi cheltuielile legate de stagnările maşinii-unelte, de plata muncii reglorului pentru înlocuirea şi reglarea sculelor şi de cheltuielile cu ascuţirea sculei uzate. În legătură cu aceasta, pe baza calculelor economice se stabilesc valorile optime ale durabilităţii care asigură productivitatea maximă sau preţul de cost minim al prelucrării.

Din cele prezentate în articol reiese importanţa deosebită a alegerii regimurilor de aşchiere optime, a geometriei şi materialului sculei aşchietoare corespunzătoare, pentru a obţine o durabilitate economică, mai ales în cazul oţelurilor inoxidabile cunoscute ca materiale deficitare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Reznikov, A.N*: Oţenka rabotosposobnosti tverdosplavnogo instrumenta po diagrammam razruşenia rejuşcih lezvii.
,,Vestnic maşinostoenia" Nr. 7, 1956.

[2] *Taşliţkii, N.I*: Metodî priblijennogo opredelenia skorostei tocenia jaroprocinîh stalei i spăavov. ,,Vestnik maşinoatroenia" Nr. 10, 1959.

[3] *Poduraev, V. N*: Obrabotka rezaniem jaroprocinîh i nerjaveiuşcih materialov. Izd. V.S. Moskva, 1965.

[4] *Krivouhov, V.A ş.a.* Obrabatîvaemosti rezaniem jaroprocinîh i titanovîh splavov. Maşghiz, 1961.

[5] *Granovskii, G.I*: O metodike izmerenia i kriterii iznosa rejuşchih instrumentov.
"Vestnik maşinostroenia", Nr. 9, 1963.

CZ: 681.31 ;621.9

Utilizarea calculatoarelor numerice pentru determinarea valorilor pragului de stabilitate dinamică a maşinilor-unelte

Dr. ing. Ştefan **RUSU** – Facultatea de maşini şi utilaje pentru construcţii – Bucureşti
Ing. Tiberiu **CORNEA** – Institutul de proiectări în construcţii (IPC) – Bucureşti

Pragul de stabilitate dinamică a maşinilor-unelte este definit prin parametrii : b_{lim} – lăţimea limită a aşchiei şi f_{lim} — frecvenţa autovibraţiilor apărute. Determinarea valorilor pragului de stabilitate este destul de grea, avînd în vedere complexitatea mecanismelor autoexcitatoare ce însoţesc procesul de aşchiere şi faptul că structura maşinii-unelte posedă în general un număr mare de moduri individuale de vibraţie preponderente. Motiv pentru care din cerinţe de aplicabilitate a metodei de determinare, se acceptă modele simplificate ale sistemului dinamic al maşinii-unelte, evident în detrimentul preciziei datelor furnizate. Simplificarea modelului constă fie în conceperea structurii maşinii-unelte drept un sistem elastic cu unul, cel mult două grade de libertate, fie în omiterea unor mecanisme autoexcitatoare de acţiune reală asupra sistemului dinamic. Tendinţa firească de obţinere a unor valori de prag cît mai apropiate de realitate impune renunţarea la unele ipoteze simplificatoare îndeobşte admise. Însă în aceste condiţii ecuaţia pragului de stabilitate devine deosebit de complexă, astfel încît aplicabilitatea metodei de investigare a performanţelor dinamice ale maşinii-unelte este condiţionată de utilizarea calculatoarelor numerice.

Cu scopul de a formula ecuaţia de prag de stabilitate astfel încît să rezulte o cuprindere completă a factorilor ce generează autovibraţiile la aşchierea metalelor şi implicit o determinare mai exactă a valorilor de prag, în cele ce urmează se acceptă modelul matematic al forţei dinamice de aşchiere P sub forma [11]:

$$p = -b\cdot\{[r + j\cdot(i + f\cdot\tilde{i})]\cdot Y - (r_0 + j\cdot i_0)\cdot Y_0\} \tag{1}$$

în care:

b este lăţimea aşchiei (mm);
r — coeficientul forţei dinamice de aşchiere în fază cu vibraţia de amplitudine Y/N mm^2;
i — idem, în cuadratură de fază cu vibraţia de amplitudine $Y/N/$ mm^2;
i — idem, în fază cu viteza vibraţiei $/N.s/mm^2/$;
r_0 — idem, în fază cu ondulaţia regenerativă de amplitudine $Y_0//N/mm^2$;
i_0 — idem, în cuadratură de fază cu ondulaţia regenerativă de amplitudine $Y_0/N/mm^2$;
Y — amplitudinea vibraţiei în direcţia normală la suprafaţa de aşchiere, în trecerea de rang "k + 1"/mm;
Y_0 — idem, pentru trecerea de rang k /mm;
f — frecvenţa autovibratoarelor la pragul de stabilitate /Hz/;
j = $\sqrt{-1}$.

În relaţia (1) s-a admis că vibraţia apărută la pragul de stabilitate este o vibraţie armonică, fapt ce a permis introducerea unei componente după viteză a forţei P defazată înainte cu un unghi $\pi/2$ faţă de vibraţia de amplitudine Y. Funcţia (1) a forţei dinamice de aşchiere P ţine seama de principiul vibraţiilor regenerative, de principiul componentei după viteză, de efectul defazajului dintre ondulaţiile succesive ca şi de efectul defazajului dintre vectorii P şi Y. Prin funcţia de transfer a sistemului elastic al maşinii-unelte va fi luat în considerare şi principiul legăturilor coordonate [5, 11].

Coeficienţii r, i, $\tilde{i}$, r_0 i_0, sînt determinabili experimental [1, 9]. Valorile lor sînt constante pentru un anumit material de prelucrat, un anumit regim de aşchiere şi o anumită geometrie a sculei aşchietoare, dar vor depinde de frecvenţa f şi de defazajul dintre vectorii Y şi Y_0.

Structura maşinii-unelte este concepută ca un sistem liniar cu n moduri individuale de vibraţie preponderente, a cărei funcţie de transfer este dată de:

$$Y = \Phi(f)\cdot P \qquad (2)$$

unde receptanţa $\Phi(f)$, în virtutea principiului superpoziţiei, este:

$$\Phi(f) = G(f) + j\cdot H(f) = \sum_{i=1}^{n} U_i G_i(f) +$$

$$+ j\cdot \sum_{i=1}^{n} U_i H_i(f) = \sum_{i=1}^{n} \frac{U_i}{k_i}\cdot\frac{f_i^2(f_i^2-f^2)}{(f_i^2-f_i^2)^2+(2\delta_i f)^2} +$$

$$+ j\cdot \sum_{i=1}^{n} \frac{-2U_i}{k_i}\cdot\frac{f_i^2\cdot\delta_i\cdot f}{(f_i^2-f_i^2)^2+(2\delta_i\cdot f)^2} \qquad (3)$$

unde:

f este frecvenţa proprie a modulului de rang$i$/Hz;
k_i — constanta elastcă a modulului i/N/mm/;
$\delta_i = c_i/2m_i$ — factorul de amortizare /s^{-1};
c_i — coeficientul de amortizare //N.s/mm/;
m_i — masa subsistemului vibrator ce participă la mişcarea modului ,i'/kg/;
u_i — factorii direcţionali corespunzători modului propriu i şi unei forţe perturbatoare acţionînd în direţia (P) a forţei dinamice de aşchiere.

Conform notaţiilor din figura 1:

$$u_i = \left(\sum_k \cos\psi_k\cdot\cos\xi_{ki}\right)\cdot\left(\sum_k \cos\zeta_{ki}\cdot\cos\eta_k\right)$$

$$(k = u, v, w) \qquad (4)$$

O dată construite funcţiile de transfer ale procesului de aşchiere şi ale structurii maşinii-unelte, trecem la determinarea limitei de stabilitate a sistemului dinamic închis al acesteia. Pentru a ţine seama de modul de deducere experimentală a receptanţei structurale, aceasta va fi introdusă în calcul prin componentele sale $\Phi_s(f)$, $(s = u, v, w)$ corespunzătoare direcţiilor sistemului de referinţă *OUVW*. În cazul unei strunjiri cilindrice: (U) corespunde direcţiei de respingere, (V) direcţiei principale, iar W direcţiei de avans. Receptanţele $\Phi_s(f)$ sînt date de expresii analoge relaţiei (3), doar că în locul lui u_i se vor introduce factorii direcţionali u_{ui}, u_{vi}, u_{wi} corespunzători unei forţe perturbatoare acţionînd în direcţia (U), (V), respectiv (W).

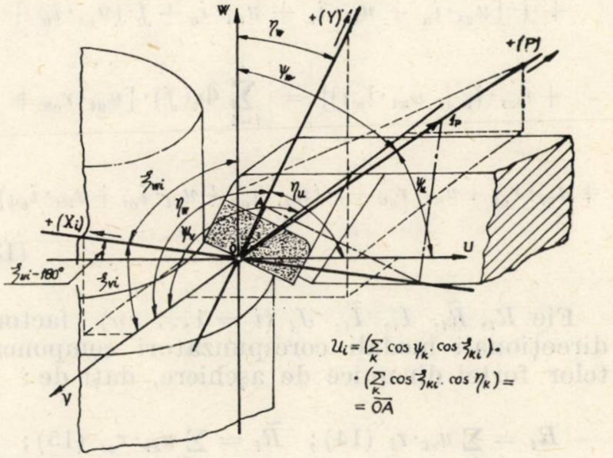


Fig. 1 — Reprezentare grafică a factorului direcţional

Avem atunci:

$$Y = P_u\cdot\Phi_u(f) + P_v\cdot\Phi_v(f) + P_w\cdot\Phi_w(f) \qquad (5)$$

cu:

$$P_u = -b\cdot\{[r_u + j\cdot(i_u + f\cdot\tilde{i}_u)]\cdot Y -$$

$$-(r_{ou} + j\cdot i_{ou})\cdot Y_0\} \qquad (6)$$

$$P_v = -b\cdot\{[r_v + j\cdot(i_v + f\cdot\tilde{i}_v)]\cdot Y -$$

$$-(r_{0v} + j\cdot i_{0v})\cdot Y_0\} \qquad (7)$$

$$P_w = -b\cdot\{[r_w + j\cdot(i_w + f\cdot\tilde{i}_w)]\cdot Y -$$

$$-(r_{ow} + j\cdot i_{ow})\cdot Y_0 \qquad (8)$$

Prin eliminarea lui P_u, P_v, P_w între relaţiile (5), (6), (7), (8) avem:

$$Y\cdot(b^{-1} + \sum_s C_s\cdot\Phi_s) = Y_0\cdot\sum_s D_s\cdot\Phi_s \; (s = u, v, w) \qquad (9)$$

unde:

$$C_s = r_s + j\cdot(i_s + f\cdot\tilde{i}_s)\,;\; D_s = r_{os} + j\cdot i_{os} \; (s = u\ v,\ w) \qquad (10)$$

Impunînd condiţia de limită de stabilitate: $|Y/Y_0| = 1$ (11), ceea ce corespunde stabilităţii de amplitudine finită în sens Liapunov, iar practic cerinţei ca amplitudinea autovibraţiilor să nu crescă la aşchierea în treceri succesive a aceleiaşi suprafeţe, rezultă:

$$|b^{-1} + \sum_s C_s\cdot\Phi_s| = |\sum_s D_s\cdot\Phi_s| \; (s = u, v, w) \qquad (12)$$

care după transformări imediate conduce la ecuația pragului de stabilitate la autovibrații:

$$\left| b^{-1} + \sum_{i=1}^{n} \Phi_i(f)\cdot\{u_{ui}\cdot r_u + u_{vi}\cdot r_v + u_{wi}\cdot r_w + \right.$$

$$+ j\cdot[u_{ui}\cdot i_u + u_{vi}\cdot i_v + u_{wi}\cdot i_w + f\cdot(u_{ui}\cdot \bar{i}_u +$$

$$\left. + u_{vi}\cdot \bar{i}_v + u_{wi}\cdot \bar{i}_w)]\}\right| = \left| \sum_{i=1}^{n} \Phi_i(f)\cdot[u_{ui}\cdot r_{ou} + \right.$$

$$\left. + u_{vi}\cdot r_{ov} + u_{wi}\cdot r_{ow} + j\cdot(u_{ui}\cdot i_{ou} + u_{vi}\cdot i_{ov} + u_{wi}\cdot i_{ow})]\right| \tag{13}$$

Fie R_i, $\widetilde{R}_i$, I_i, $\widetilde{I}_i$, J_i $(i = 1,\ldots,n)$ factorii direcționali modali corespunzători componentelor forței dinamice de așchiere, dați de:

$$R_i = \sum_s u_{si}\cdot r_s \ (14); \quad \widetilde{R}_i = \sum_s u_{si}\cdot r_{os} \ (15);$$

$$\widetilde{I}_i = \sum_s u_{si}\cdot i_s \ (16); \quad I_i = \sum_s u_{si}\cdot i_{os} \ (17);$$

$$J_i = f\cdot\sum_s u_{si}\cdot \bar{i}_s \ (18).$$

Cu aceasta ecuația pragului de stabilitate dinamică (13) devine:

$$\left| b^{-1} + \sum_{i=1}^{n} \Phi_i(f)\cdot[R_i + j\cdot(I_i + J_i)]\right| =$$

$$= \left| \sum_{i=1}^{n} \Phi_i(f)\cdot(\widetilde{R}_i + j\cdot\widetilde{I}_i)\right| \tag{19}$$

Remarcăm că dacă:

$$r_u = r_v = r_w = r_{ou} = r_{ov} = r_{ow} = r \tag{20}$$

și

$$i_u = i_v = i_w = \bar{i}_u = \bar{i}_v = \bar{i}_w = i_{ou} = i_{ov} = i_{ow} = 0 \tag{21}$$

, atunci (19) devine:

$$\left| b^{-1} + \sum_{i=1}^{n} \Phi_i(f)\cdot R_i \right| = \left| \sum_{i=1}^{n} \Phi_i(f)\cdot R_i \right| \tag{22}$$

care admite soluția banală $b^{-1} = 0$ și soluția $b^{-1} = -2\cdot\left(\sum_{i=1}^{n} G_i\cdot R_i\right)$(23). Relația (23) definește lățimea așchiei la pragul de stabilitate, în cadrul unor studii anterioare [2, 5, 16], care apar astfel drept cazuri particulare ale metodei prezentate. Ipotezele (20) și (21) ale acestor studii implicau o simplificare importantă a calculelor de stabilitate, fapt ce nu impune cu necesitate utilizarea calculatoarelor. Însă în condițiile modelului aici acceptat al sistemului dinamic al mașinii-unelte, rezolvarea ecuației (19), tratată ca ecuație în b, este suficient de dificilă pentru a impune folosirea calculatoarelor.

Cu scopul de a ajunge la o formă a ecuației de prag comod programabilă, introducem următoarele notații:

$$B = \| G_1, G_2, \ldots, G_n, H_1, H_2, \ldots, H_n \| \tag{24}$$

$$M = \left\| \begin{array}{c:c} M_1 & -M_2' \\ \hdashline -M_2 & M_3 \end{array} \right\| (25); \quad P = \left\| \begin{array}{c:c} M_3 & M_2 \\ \hdashline M_2' & M_1 \end{array} \right\| \tag{26}$$

$$N = \left\| \begin{array}{c:c} N_1 & -N_2' \\ \hdashline -N^2 & N_3 \end{array} \right\| \tag{27}$$

$$Q = \left\| \begin{array}{c:c} N_3 & N_2 \\ \hdashline N_2' & N_1 \end{array} \right\| (28); \quad C = \| R_1,\ R_2\ R_n,\ (I_1 + J_1),$$

$$,\ldots,(I_n + J)\| \tag{29}$$

unde:

$$M_1 = \| R_i\cdot R_j \| \ (30); \quad M_2 = \| R_j\cdot(I_i + J_i)\| \tag{31}$$

$$M_3 = \| (I_i + J_i)\cdot(I_j + J_j)\| \tag{32}$$

$$N_1 = \| \widetilde{R}_i\cdot\widetilde{R}_j \| \ (33); \quad N_2 = \| \widetilde{R}_j\cdot\widetilde{I}_i \| \tag{34}$$

$$N_3 = \| \widetilde{I}_i\cdot\widetilde{I}_j \| \tag{35}$$

cu $i,\ j = 1,\ldots,n$ iar M_2', N_2' — transpusele matricelor M_2, respectiv, N_2. Matricele M, N, P, Q sînt matrice caracteristice ale procesului de așchiere, incluzînd influența materialului de prelucrat, a regimului de așchiere și a orientării procesului de prelucrare mecanică.

Cu notațiile de mai sus ecuația pragului de stabilitate (13) se scrie sub forma:

$$b^{-2} + 2\cdot b^{-1}\cdot B\cdot C' + B\cdot M\cdot B' + B\cdot P\cdot B' =$$

$$= B\cdot N\cdot B' + B\cdot Q\cdot B' \tag{36}$$

care conține următoarele mărimi:

— componentele reale G_i și imaginare H_i ale receptanțelor parțiale $\Phi_i(f)$, care pentru o mașină-unealtă dată sînt determinabile experimental [5, 8, 11];

— factorii direcționali u_{si} care pentru o anumită orientare a procesului de așchiere sînt cunoscuți /2, 11/;

— coeficienții forței dinamice de așchiere r, i, $\bar{i}$, r_0, i_0, determinabili experimental pentru un material dat și un regim de așchiere ales; frecvența de autoexcitație f, variabilă independentă și

— lățimea așchiei b necunoscută a ecuației (36).

```
      REAL ALFA(5),F(5),D(5),RK(5),RV(4,10),RU(4,10),SN(2,10)
     &,VALFA(5),VF(5),VD(5),VRK(5),B(10),R(5),RI(10),RJ(5),RB(5),
                                                  ,RIB(5)
     &,C(10),RM(10,10),RN(10,10),P(10,10),Q(10,10),B1(30),B2(30)
  800 FORMAT(8F10.0)
  801 FORMAT(///'FR='I3,3X'IVR'6(5X'ING='I1,3X))
  802 FORMAT(/I12,4X,6E13.5)
  803 FORMAT(16X,6E13.5)
  804 FORMAT(16I5)
  805 FORMAT(6E13.6)
C C****      CITIRE DATE
      READ 804,NFR,NINC,NVR,NM
      READ 800,(ALFA(I),I=1,4)
      READ 800,(F(I),I=1,4)
      READ 800,(D(I),I=1,4)
      READ 800,(RK(I),I=1,4)
      PRINT 805,(ALFA(I),I=1,4)
      PRINT 805,(F(I),I=1,4)
      PRINT 805,(D(I),I=1,4)
      PRINT 805,(RK(I),I=1,4)
      READ 800,((RU(I,J),I=1,4),J=1,NINC)
      READ 800,((RV(I,J),I=1,4),J=1,NINC)
      READ 800,((SN(I,J),I=1,4),J=1,NINC)
      DO 100 I=1,4
  100 PRINT 805,(RU(I,J),J=1,NINC)
      DO 101 I=1,4
  101 PRINT 805,(RV(I,J),J=1,NINC)
      DO 102 I=1,2
  102 PRINT 805,(SN(I,J),J=1,NINC)
C C****      ALCATUIRE VECTORI DE LUCRU
      VALFA(1)=ALFA(1)
      VF(1)=F(1)
      VD(1)=D(1)
      VRK(1)=RK(1)
      VALFA(3)=ALFA(3)
      VF(3)=F(3)
      VD(3)=D(3)
      VRK(3)=RK(3)
C C****      CICLUL DE FRECVENTE
      DO 20 IFR=1,NFR
      IS=0
C C****      CICLUL PE SETURI DE MASURATORI
      DO 21 INC=1,NINC
C C****      CICLUL PE SETURI DE VARIANTE
      DO 22 IVR=1,NVR
      IS=IS+1
      GOTO(23,24,25,26,27),IVR
   23 VALFA(2)=ALFA(2)
      VF(2)=F(2)
      VD(2)=D(2)
      VRK(2)=RK(2)
      GOTO 28
   24 VALFA(2)=ALFA(4)
      GOTO 28
   25 VALFA(2)=ALFA(2)
      VF(2)=F(4)
      GOTO 28
   26 VF(2)=F(2)
      VD(2)=D(4)
      GOTO 28
   27 VD(2)=D(2)
      VRK(2)=RK(4)
C C****      CALCULUL VECTORILOR B,R,RI,RJ,RB,RIB,C
   28 DO 29 I=1,NM
      VL1=VF(I)**2/VRK(I)/((VF(I)**2-IFR**2)**2+(2*VD(I)*VF(I)*IFR)**2)
      B(I)=VL1*(VF(I)**2-IFR**2)
      B(I+NM)=-2**VL1*VF(I)*VD(I)*IFR
      VL1=COS(VALFA(I))
      VL2=SIN(VALFA(I))
      R(I)=(RU(1,INC)*VL1+RV(1,INC)*VL2)*VL1
      RI(I)=RU(2,INC)*VL1+RV(2,INC)*VL2)*VL1
      RJ(I)*(SN(1,INC)*VL1+SN(2,INC)*VL2)*VL1*IFR
      RB(I)=(RU(3,INC)*VL1+RV(3,INC)*VL2)*VL1
      RIB(I)=(RU(4,INC)*VL1+RV(4,INC)*VL2)*VL1
      C(I)=R(I)
      C(I+NM)=-(RI(I)+RJ(I))
   29 CONTINUE
C C****      GENERARE MATRICI RM,RN
      DO 30 I=1,NM
      RM(I,I)=R(I)*R(I)
      RM(I+NM,I+NM)=C(I+NM)**2
      RN(I,I)=RB(I)*RB(I)
      RN(I+NM)I+NM)=RIB(I)**2
      RM(I,I+NM)=-R(I)*(RI(I)+RJ(I))
   30 RN(I,I+NM)=-RB(I)*RIB(I)
      DO 40 I=2,NM
      RM(1,I)=R(1)*R(I)
      RM(1,I+NM)=-R(1)*(RI(I)+RJ(I))
      RM(NM+1,NM+I)=(RI(1)+RJ(1))*(RI(1)+RJ(I))
      RN(1,I)=RB(1)*RB(I)
      RN(1,I+NM)=-RB(1)*RIB(I)
   40 RN(NM+1)NM+I)=RIB(1)*RIB(I)
      IF(NM,EQ.2)GOTO 41
      RM(2,3)=R(2)*R(3)
      RM(2,4)=-R(2)*(RI(1)+RJ(1))
      RM(2,6)=-R(2)*(RI(3)+RJ(3))
      RM(3,4)=-R(3)*(RI(1)+RJ(1))
      RM(3,5)=-R(3)*(RI(2)+RJ(2))
      RM(5,6)=(RI(2)+RJ(2))*(RI(3)+RJ(3))
      RN(2,3)=RB(2)*RB(3)
      RN(2,4)=-RB(2)*RIB(1)
      RN(2,6)=-RB(2)*RIB(3)
      RN(3,4)=-RB(3)*RIB(1)
      RN(3,5)=-RB(3)*RIB(2)
      RN(5,6)=RIB(2)*RIB(3)
   41 K=2*NM
      DO 31 I=2,K
      LIM=I-1
      DO 31 J=1,LIM
      RM(I,J)=RM(J,I)
   31 RN(I,J)=RN(J,I)
C****      GENERARE MATRICI P,Q
      DO 32 I=1,NM
      DO 32 J=1,NM
      K=I+NM
      K1=J+NM
      P(K,K1)=RM(I,J)
      P(I,J)=RM(K,K1)
      P(I,K1)=-RM(K,J)
      P(K,J)=-RM(I,K1)
      Q(I,J)=RN(K,K1)
      Q(K,K1)=RN(I,J)
      Q(I,K1)=-RN(K,J)
      Q(K,J)=-RN(I,K1)
   32 CONTINUE
C****      TERMEN LIBER
      K=2*NM
      DO 33 I=1,K
      DO 33 J=1,K
   33 RM(I,J)=P(I,J)-RN(I,J)-Q(I,J)+RM(I,J)
      DO 34 I=1,K
      RI(I)=0.
      DO 34 J=1,K
   34 RI(I)=RI(I)+B(J)*RM(J,I)
      VL2=0.
      DO 35 I=1,K
   35VL2=R(I)*B(I)+VL2
C****      COEFICIENTII 1/B
      VL1=0.
      DO 36 I=1,K
   36 VL1=VL1+B(I)*C(I)
C****      SOLUTII PENTRU B
      VL3=VL1*VL1-VL2
      IF(VL3),37,38,38
   37 B1(IS)=0.
      B2(IS)=0.
      GOTO 22
   38 VL3=SQRT(VL3)
      IF(ABS(-VL1-VL3)-1.E-06),44,44,45
   44 B2(IS)=1.E+50
      GOTO 46
   45 B2(IS)=1./(-VL1-VL3)
   46 IF(ABS(VL1-VL3)-1.E-06),42,42,43
   42 B1(IS)=1.E+50
      GOTO 22
   43 B1(IS)=1./(-VL1+VL3)
   22 CONTINUE
   21 CONTINUE
      PRINT 801,IFR,(I,I=1,6)
      DO 39 I=1,5
      LIM=I+NVR*(NINC-1)
      PRINT 802,I,(B1(J),J=I,LIM,5)
   39 PRINT 803,(B2(J),J=I,LIM,5)
   20 CONTINUE
      END
```

În programul de rezolvare a ecuaţiei de prag (36) în limbaj FORTRAN IV (vezi p. 481) pentru un calculator numeric IRIS 50 sau FELIX C—256, datele de intrare sînt : (I) coeficienţii forţei dinamice de aşchiere $r, i, \bar{i}, r_0, i_0$, cedefinesc vectorii INC i în diferite variante ce caracterizează materialul de prelucrat şi condiţiile de aşchiere şi (II) parametrii structurali f_e k_i, δ_i, ξ_{si}, ce definesc vectorii IVR j în diferite variante constructive ale structurii maşinii-unelte.

Rezolvarea ecuaţiei generale de limită de stabilitate (36), conform programului dat, se realizează în următoarele etape :

a) Definirea vectorilor INC i şi IVR j.

b) Definirea receptanţelor parţiale reale $G_i(f)$ şi imaginare $H_i(f)$ $(i = 1,\ldots, n)$ cuprinse în (3). Se consideră că variabila independentă $f \in (1,\ldots 250)$ Hz, cu o treaptă de variaţie de 1 Hz. Pentru fiecare valoare a frecvenţei f vom avea deci n valori G_i şi n valori H_i (în programul anexat $n = 3$).

c) Construirea matricei B, caracteristică a structurii maşinii-unelte, dată de relaţia (24).

d) Determinarea scalarilor R_i, $\tilde{R}_i$, I_i, $\tilde{I}_i$, J_i daţi de (14)...(18), pentru valorile coeficienţilor r, i, $\bar{i}$, r_0, i_0, conţinuţi în vectorii INC i, pentru $f \in (1,\ldots, 250)$ Hz şi pentru unghiurile ξ_{si} conţinute în vectorii IVR j.

e) Definirea matricelor M, N, P, Q şi C şi construirea ecuaţiei generale de prag de stabilitate ale cărei rădăcini sînt $(1/b)$ şi $(1/b)_2$.

Finalitatea calculelor este asigurată prin curba de stabilitate în coordonate $b-f$, aşa cum este arătat de pildă în figura 2 [11].

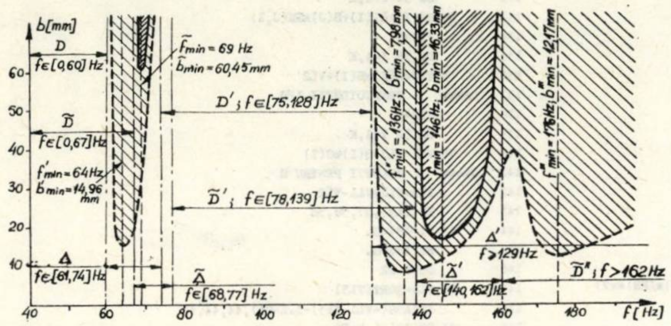


Fig. 2. — Diagramă de stabilitate în coordonate $b - f$

Zonele haşurate reprezintă domenii de instabilitate dinamică. Prin D D', $\tilde{D}$, $\tilde{D}'$ $\tilde{D}''$ sînt notate domeniile de stabilitate necondiţionată. Prin Δ, Δ'. $\tilde{\Delta}$, $\tilde{\Delta}'$ sînt notate domeniile de stabilitate condiţionată. Valoarea maximă a lăţimii aşchiei b, pentru care este asigurată stabilitatea sistemului dinamic pentru orice frecvenţă de autoexcitaţie, este $b = 7{,}98$ mm

Pe baza acestor curbe se pot localiza subsistemele elastice cu cele mai reduse proprietăţi de stabilitate, subsisteme ce afectează performanţele dinamice ale maşinii-unelte în ansamblul ei, permiţînd astfel indicarea măsurilor constructive al căror scop este ameliorarea proprietăţilor de stabilitate. În plus, tot pe baza acestor curbe se pot defini acele regimuri de aşchiere care asigură productivitatea maximă a prelucrării în condiţii de stabilitate a sistemului dinamic al maşinii-unelte.

În concluzie, utilizarea calculatoarelor numerice a permis formularea unei metode teoretico-experimentală de determinare a valorilor pragului de stabilitate la autovibraţii a maşinilor-unelte, metodă care ţinînd seama de toată compexitatea fenomenelor autoexcitatorii ce însoţesc procesul de aşchiere, îşi păstrează un grad ridicat de aplicabilitate industrială. În plus, caracterul respectiv al calculelor necesitate de rezolvarea ecuaţiei de prag asigură folosirea în condiţii optime a calculatoarelor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Brussel, H. van şi Vanherck, P* : ,,A New Method for the Determination of the Dynamic Cutting Coefficient" — Adv. M.T.D.R., vol. A, Pergamon Press, 1970.

[2] *Danek, O. Polacek, M. Spacek, L. şi Tlusty, J* : ,,Selbsterregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen" — Verlag Technik, Berlin, 1963.

[3] *Elyasberg, M. E.* ,,Absoliutnaia vibroustoicivosti metallorejuşcih stankov po skorosti rezaniia" — Stanki i Instrument, nr. 12, 1971.

[4] *Knight, W.A.*,,The Universal Machinability Index and the Prediction of Machine Tool Stability" — Int. jurnal of M.T.D.R., vol. 7, 1967.

[5] *Koenisberger, F. şi Tlusty J.* : ,,Machine Tool Structures" vol. I, Pergamon Press, 1970.

[6] *Kudinov, V.A.* ,,Dinamika stankov", Maşinostroieniie, Moskva, 1967.

[7] *Merritt, H.E.* : ,,Theory of Self-Excited Machine Tool Chatter. Contribution to Machine Tool Chatter Research" — Trans. of the ASME, nr. 4, 1965.

[8] *Mirski, Fr.* ,,Etude de la dynamique des machines outils" — Machine — outil française, nr. 295, 1973.

[9] *Polacek, M. şi Slavicek, J.* ,,Messen des Dynamischen Schnittkraftkoeffizienten und Berechung der Stabilitätsgrenze", Praga, 1970.

[10] *Rusu, Şt* : Criterii de stabilitate a maşinilor—unelte în procesul de aşchiere", referat, I.C. Bucureşti, 1973.

[11] *Rusu, Şt* : Autovibraţiile proceselor de prelucrare mecanică. Stabilitatea dinamică liniară şi neliniară a acestor procese", teză de doctorat, I. C. Bucureşti, 1974.

[12] *Sweeney, G şi Tobias, S A* : ,,Survey of Chatter Research" — Int. Journal of M.T.D.R., vol. 9/3, 1969.

[13] *Tobias, A S.* ,,Machine Tool Vibration", Blackie and Son, London, 1965.

[14] *Tobias, S.A. şi Fishwick* : W ,,The Chatter of Lathe Tools under Orthogonal Cutting Conditions" — Trans. of ASME, vol. 80, nr. 5, 1968.

[15] *Tobias, S.A. şi Smith, J.D.* ,,The Dynamic Cutting of Metals" — Int. Journal of M.T.D.R., vol. 1, nr. 4, 1961.

[16] *Tlusty, J. şi Polaceka, M.* : ,,The Stability of the Machine Tool against Self-Excited Vibration in Machining" — Prod. Eng. Res. Conf. ASME, Pittsburg, 1963.

[17] *Niculecu, Şt* : ,,Iniţiere în Fortran", Ed, tehnică, Bucureşti, 1972.

* * *

TÎRGURI ŞI EXPOZIŢII

Tîrgurile internaţionale de la Poznan

După „Tîrgul de tehnică internaţională 1975" care s-a ţinut la Poznan între 8 şi 17 iunie, **„Tîrgul internaţional de toamnă 1975"** are loc între 7 şi 14 septembrie şi va prezenta utilaje din industria constructoare de maşini grele, de maşini neelectrice, precum şi produse electrotehnică şi electronică. Pe lîngă acestea mai expunem :

— bunuri de larg consum—**TAKON** ;

— utilaje pentru industria uşoară — **INZERMASZ** ;

— utilaje pentru industria poligrafică (**POLIGRAFIA**), o dată la doi ani.

● **SECURA 75**, deschisă pentru prima oară anul acesta între 22 şi 24 aprilie, va deveni şi ea o expoziţie tradiţională în acest oraş al tîrgurilor. Este specializată în utilaje şi echipamente de protecţie a omului şi a locului de muncă.

● **KOMEX 75** va avea loc tot pentru prima oară între 15 şi 20 noiembrie şi va expune utilaje de protecţie a mediului înconjurător : pentru serviciile municipale, pentru realizarea şi întreţinerea spaţiilor verzi, pentru serviciile de apă şi salubritate, instalaţii pentru tratarea apelor potabile şi a apelor reziduale.

R.D. Germană la „Expoziţia internaţională de maşini textile" de la Milano

Între 6 şi 15 octombrie 1975, va avea loc la Milano „Expoziţia internaţională de maşini textile". Cu acest prilej „AHG UnitechnaGmbH" din R.D. Germană va prezenta o serie de noi utilaje pentru industria textilă, printre care :

● **Maşini pentru curăţătorii:**

— *Patru modele* pentru curăţirea şi mixarea dozată şi uniformă a fibrelor de bumbac şi a celor sintetice de 40—60 mm lungime. Ele prelucrează în medie 400—500 kg/h, sînt reglate cu celule fotoelectrice şi ocupă un spaţiu mic, care mai poate fi redus cu încă 30 %;

— *Maşină de spălat* tricotajele din mătase texturată.

● **Maşini de prelucrare a fibrelor:**

— *Cardă* pentru bumbac şi fibre sintetice pînă la 60 mm lungime, cu fineţe de 0,16—0,38 tex.

— *Laminor* pentru prelucrarea benzilor de cardă, a benzilor pieptănate şi a benzilor de la laminor după sistemul de filare a bumbacului, pentru fibre de 25—60 mm.

— *Un flaier* pentru bumbac, fibre sintetice sau amestecuri pînă la 60 mm lungime şi fineţe de 1250—400 tex.

— *Maşină de filat cu inele* pentru fabricarea firelor din bumbac cardat şi pieptănat şi fibre sintetice de 60 mm lungime; fineţea firului de 100—5 tex.

— *Maşină de pieptănat bumbac* pentru prelucrarea bobinelor de bumbac la 80 g/m, producînd benzi pieptănate 10—25 %.

— *Maşină de reunit benzi* pentru cel mult 24 de benzi de cardp sau de la laminor.

— *Maşină circulară de tricotat jacquard pe ambele feţe* cu multe combinaţii de modele în una, două, trei şi chiar patru culori, precum şi pichet, interlock sau ţesături transparente.

— *Automat jaquard semicircular* pentru ţesături destinate confecţiilor pentru femei, bărbaţi şi copii.

— *Automat de tricotat semicircular* pentru tricotaje uşoare pe ambele feţe, pe o singură faţă, cu efecte de ochi de buclă de ac dublată (fang) şi diverse modele cu ochiuri făcute de ac.

— *Automat de tricotat simplu* pentru operaţii auxiliare la confecţii : margini, tivuri, paspoale, borduri, gulere etc.

— *Maşină de tricotat overlock* pentru confecţii de damă, pulovere bărbăteşti, pijamale, lenjerie, confecţii pentru copii.

● **Maşini de cusut:**

— Maşină de cusut pentru tighel dublu pentru lenjerie, confecţii, tricotaje şi articole de pielărie

Exponatele sînt produse de TEXTIMA, VEB Robur-Werke, Zittan.

Tîrgul internaţional de la Leipzig

31 august — 7 septembrie 1975

Tradiţie şi noutate sub lozinca: **„Pentru comerţ mondial neîngrădit şi pentru progres tehnic**

Leipzig'75: ● punct de întîlnire a comerţului internaţional ● răscruce a economiei mondiale ● centru de informaţii asupra noutăţilor tehnico-ştiinţifice ● prilej de contacte economice directe şi rapide ● loc de încheiere a unor contracte reciproc-avantajoase : ***Leipzig'75***

● Peste 9000 de expozanţi din peste 60 de ţări îşi vor etala produsele pe o suprafaţă de 350 000 m², cuprinzînd numeroase pavilioane, hale precum şi un imens parc.

● Sute de mii de vizitatori din peste 90 de ţări.

● Exponate din toate ramurile industriale, printre care : electronică şi electrotehnică, chimie, metalurgie, industrie alimentară, industrie uşoară, bunuri de larg consum etc.

● În domeniul construcţiilor de maşini grele concurează producătorii de : utilaj tehnologic (pentru chimie, mase plastice, construcţii şi construcţii de drumuri, minier şi petrolier, pentru foraj, extracţie şi prelucrare), mijloace de transport (rutier şi maritim), utilaje de ridicat şi transportat, maşini agricole şi tractoare.

● Cele mai noi tipuri de maşini-unelte şi produse ale industriei de mecanică fină şi optică.

● La această ediţie a tîrgului vor fi prezente 12 ţări socialiste. Participarea lor va reflecta în mod convingător rolul şi activitatea CAER în cadrul celei mai dinamice regiuni economice a lumii.

● Din R.D. Germană expun peste 2 800 de întreprinderi de comerţ exterior şi industriale. Printre exponatele de seamă ale construcţiei de maşini grele se numără o serie de utilaje chimice ca : o parte dintr-o coloană de distilare cu căptuşeală de titan pentru extragerea bromului din resturi de la prelucrarea sării brute de potasiu, o instalaţie de distilare a apei de mare pentru producerea apei potabile, utilaje pentru prelucrarea materialelor plastice, utilaje pentru poligrafie, maşinile pentru industria textilă din programul de export TEXTIMA etc.

● U.R.S.S. va fi — şi la această ediţie — cel mai mare expozant dintre ţările socialiste. Pe o suprafaţă de circa 9000 m², 21 de întreprinderi de comerţ exterior şi două ministere, reprezentînd aproape 400 de întreprinderi productive, institute şi alte unităţi economice, vor expune 6 500 de produse, din care 80% noi realizări sau perfecţionări. O mare parte din utilajul tehnologic expus (pentru industria textilă şi poligrafie) constituie rezultatul unor convenţii de specializare bi sau multilaterale din cadrul CAER.

● România va fi reprezentată la actuala ediţie a tîrgului de la Leipzig de 15 întreprinderi de comerţ exterior, care expun pe o suprafaţă de 1000 m². Ponderea ofertei româneşti o deţine industria constructoare de autovehicule. Exponatele din acest domeniu vor constitui obiectul unui atrăgător salon auto, unde alături de produse de tradiţie, cunoscute pe plan mondial, apar şi unele noutăţi de ultima oră. Din prima categorie amintim autoturismele de teren ARO — 240, o serie de variante din gama de autoturisme DACIA—1300 (varianta „normală” şi varianta „1301”), două autoutilitare (o furgonetă şi un microbuz combi) şi un autocamion. Participă pentru prima oară la o confruntare internaţională de asemenea proporţii două autoturisme DACIA 1300 (varianta „sanitară” şi „camionetă”), o autobasculantă şi autobuzul R—109.

◆

Hüller

De la planificare pînă la piesa finită

Hüller găsește soluția pentru orice problemă privind finisarea. Utilizați vasta noastră experiență și cunoștințele noastre multiple în construcția mașinilor-unelte.

Pentru serii mari :

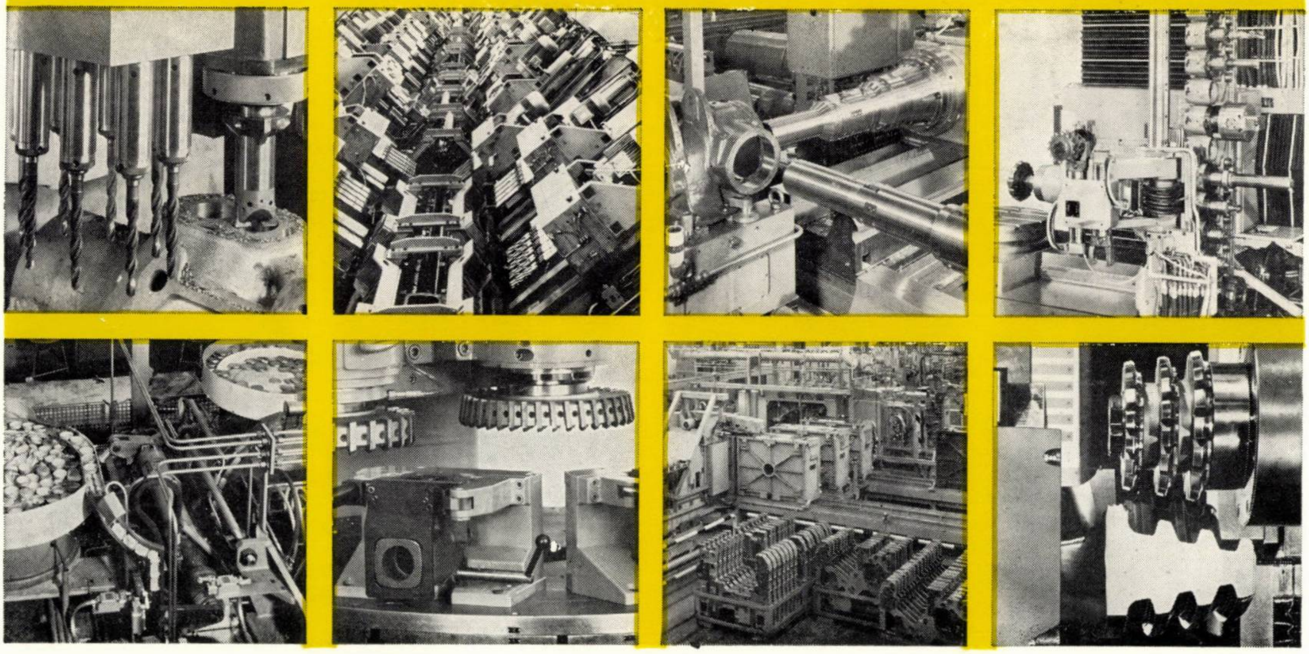
căi de transfer,
mașini speciale,
mașini pentru montaje,
căi de montaj
asamblate din unități de construcție normate.

Pentru serii mici și mijlocii :

centre de prelucrare comandate numeric,
mașini standard.

Karl Hüller GmbH Fabrică de mașini-unelte
D-7140 Ludwigsburg NRF
Căsuța poștală 540
R.F.G.

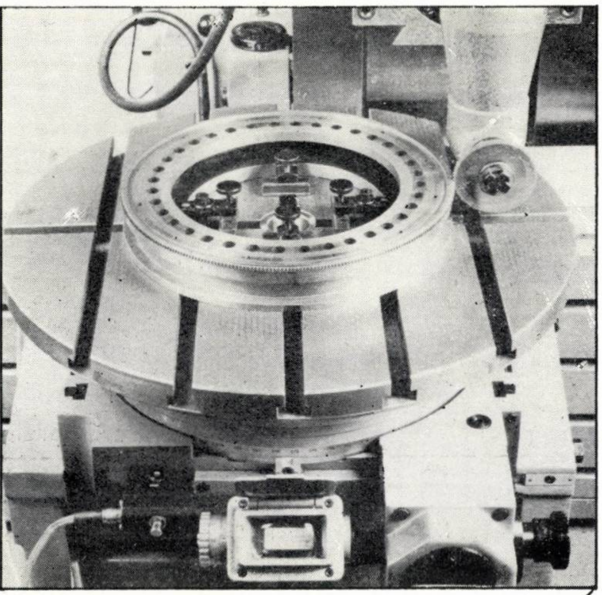
Biroul technic de legătură
Firma COMEX, București, Str. Brezoianu 38, tel. : 13 78 56

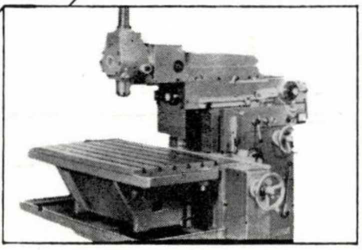


DECKEL

Friedrich Deckel Aktiengesellschaft, D-8 München 70, Plinganserstraße 150

Atelierul FP





DECKEL
FP
SYSTEM

Apropo:
Nicăeri, în nici-o țară nu există
vreun producător licenziat
pentru mașini Deckel!
Mașini Deckel
fabricăm numai noi!

Nici o problemă, dacă aveți de executat așchieri aproape imposibile sau de largi posibilități, în metale obișnuite, metal dur, materii plastice sau ori ce alt material! Nici o problemă dacă piesele au volume mici sau gabarite mari, că sint pătrate ori rotunde, conice sau multidimensionale! Nici o problemă chiar dacă este vorba de frezarea, găurirea, mortezarea sau rectificarea lor! Mașinile Deckel FP, în sisteme variate de subansamble tipizate, vă oferă cea mai economică și eficientă prelucrare prin așchiere, în ori ce grad de finețe! Mașinile Deckel FP vă asigură o precizie impecabilă a formei prelucrate — o precizie care se reflectă în calitatea ireproșabilă a suprafețelor, în exactitatea dimensiunilor pieselor — o precizie ce imprimă producției Dvs. amprenta unei calități excepționale.

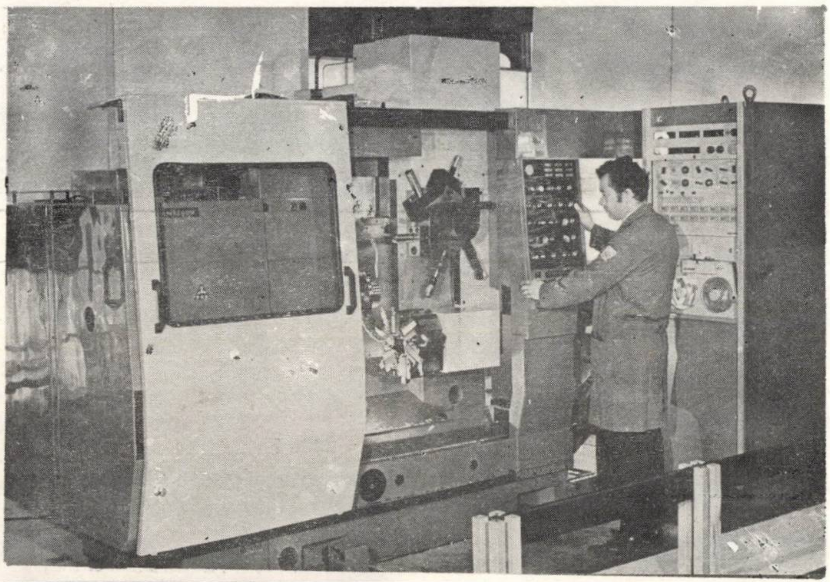
Precizia impecabilă pentru piese de ori ce formă, unită cu o maniabilitate excepțională și o proverbială durabilitate în exploatare, plasează mașinile Deckel în categoria noțiunilor de valoare. Mașinile Deckel funcționează în 95 țări ale lumii, secundate și îngrijite de specialiști încercați.
Intrebati odată în cercurile de specialitate despre Deckel. Sau — și mai bine — întrebați-ne pe noi!

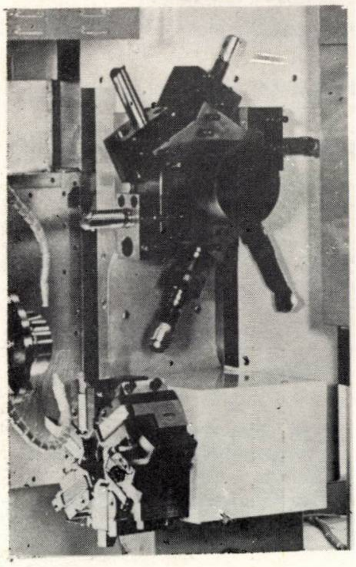
PUBLICOM

R 63 NC –
Strung automat pentru prelucrarea pieselor

- Pat vertical
- Două capete de scule pe un singur suport portsculă
- În fiecare cap de sculă cîte 6 scule
- Acționări de manevrare electrohidraulice
- Arborele principal cu rulmenți cu bile ∅ 63 și 50 mm
- Ungerea automată a ghidajelor saniei cărucioarelor
- 16 turații ale arborelui principal, comutabile în ciclu automat de lucru

•Gaura arborelui principal	75 mm
•Diametrul maxim al rotației peste sania longitudinală a căruciorului	470 mm
•Diametrul maxim al rotației peste sania transversală a căruciorului	250 mm
•Lungimea maximă de strunjire	250 mm
•Puterea motorului principal	18,5 kW
•Gama de avansuri longitudinale și transversale	5–600 mm/min
•Sistem integrat de comandă a ghidajului	NS 420
•Lungimea minimă a cursei programabile	0,005 mm

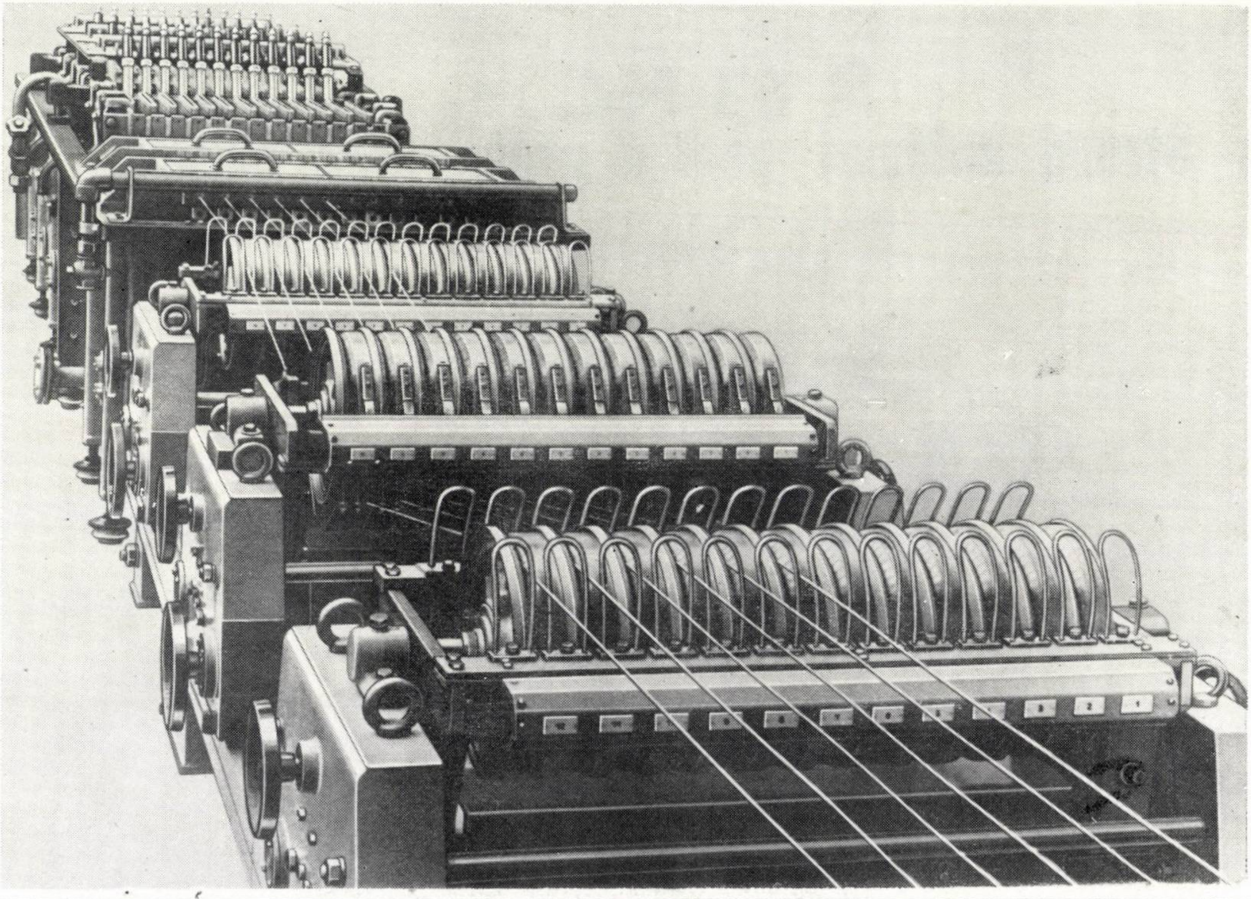




Strojimport S.p.A. Vinohradska 184
Praga 3 R.S.C. Telefon 713
Telex 12 22 41

Strojimport

PUBLICOM



DGA

Automatele pentru galvanizarea sîrmelor după necesități:

- •• satisfac toate exigențele în ceea ce privește tratamentul preliminar și metalizarea sîrmei
- •• sînt automatele GTL din seria DGA, care corespund oricăror cerințe și garantează obținerea depunerilor de metal și aliaje pe sîrme în mod rațional, pe baza celor mai noi tehnologii și procedee, respectiv pe baza unei construcții speciale.

Avantajele sistemului DGA:

- ● Utilizare universală pe baza principiului Baukasten
- ● Calitate optimă prin tragere gradată
- ● Grosime constantă a stratului depus
- ● Toate aliajele dorite, prin procedeul cu difuziune
- ● Calitate excelentă a produsului finit
- ● Deservire și întreținere simple, uzură minimă

Pentru consultații individuale, specialiștii noștri vă stau oricînd la dispoziție

VEM

VEB GALVANOTECHNIC
LEIPZIG

Exportator:

TechnoCommerz
GmbH

DDR — 108 Berlin
Johannes-Dieckmann-Strasse 11/13

Adresa reprezentantului:

Secția comercială
a Ambasadei RDG în R. S. România
București — Drumul Taberei
Aleea Compozitorilor 13, scara 1

DEUTSCHE DEMOKRATISCHE REPUBLIK

DEWAG WERBUNG Leipzig

PUBLICOM

Noul laminor tandem la rece, cu şase montanţi, al societăţii Rasselstein are o viteză de 2400 metri/minut...

...şi cu rulmenţi Timken pe valţurile de lucru.

Societatea Rasselstein AG a sporit capacitatea de producţie la Andernach, în R. F. Germania, prin instalarea primului laminor tandem la rece, cu şase montanţi, din Europa. Această nouă uzină constituie cel mai complet automatizat laminor la rece din lume.

Laminorul a intrat în funcţiune la începutul anului 1972, producînd tablă de oţel subţire şi tablă de cositor. Capacitatea maximă de debobinare este de 46 tone. Viteza maximă de 2400 metri pe minut face din această instalaţie una din cele mai rapide laminoare din lume.

Pentru echiparea valţurilor de lucru, cu un diametru de 615 mm, ai agregatului, Societatea Rasselstein a specificat rulmenţi cu patru rînduri de role conice şi cu alezaj cilindric. Rulmenţii Timken au fost aleşi fiindcă experientă a arătat că ei dau cea mai bună performanţă de durată infinită.

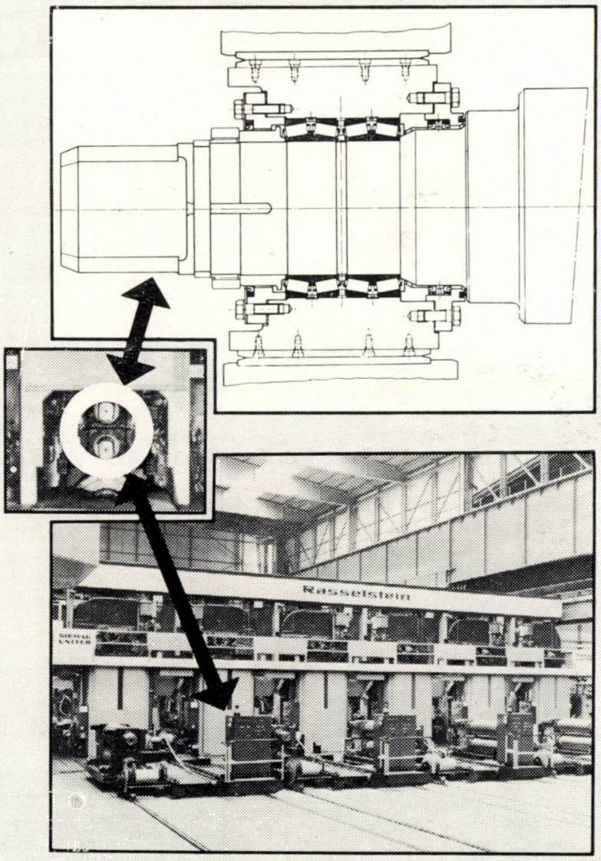
« **Datorită calităţii lor superioare, rulmenţii Timken, sînt ideali pentru laminare de mare viteză.**»

Societatea Timken invită constructori şi utilizatori de laminoare să intre în legătură cu birourile sale pentru a obţine îndrumări competente cu privire la laminoare de *orice* configuraţie.

Oferim 75 de ani de experienţă în materie de rulmenţi cu role conice, precum şi selecţia cea mai completă din lume de rulmenţi cu role conice de înaltă calitate. Ne va face plăcere să primim cereri de informaţii dela dumneavoastră.

Pentru amănunte suplimentare, inclusiv o analiză a aplicaţiilor dumneavoastră ale rulmenţilor pentru laminoare — scrieţi la « Service des Etudes-Application », la adresa mai jos.

Timken France — sucursala societăţii The Timken Company, B.P. 191, 68003 — Colmar, France.



Rulmenţii Timken se vînd în 133 de ţări. Se fabrică în Franţa, Africa de Sud, Australia, Brazilia, Canada, Marea Britanie şi U.S.A.

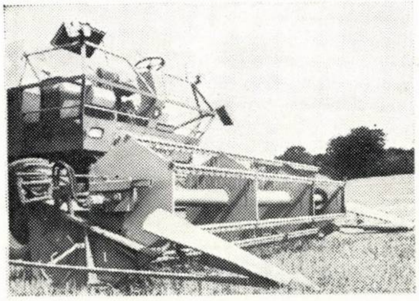
TIMKEN®

MARCA DEPUSĂ

RULMENTI CU ROLE CONICE

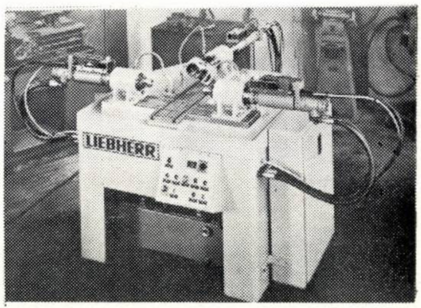
Motorul hidraulic Danfoss cu turație redusă

Există oare o marcă mai bună
pentru „multilateral”?

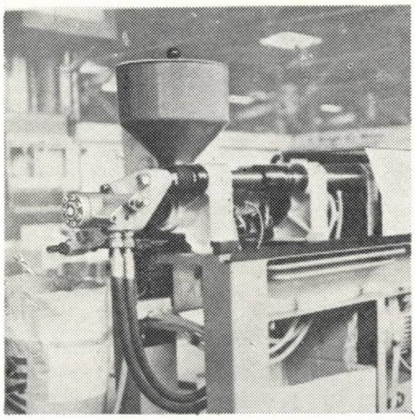


Combina. Acționare pentru vinci și dirijare complet hidraulică

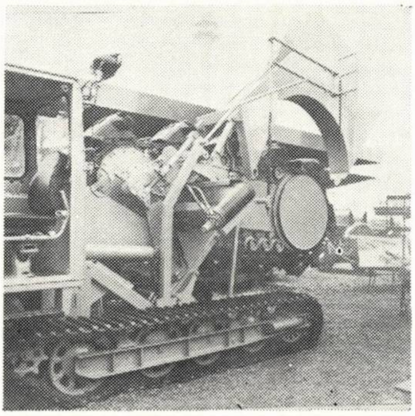
Autovehicul pentru măturat. Acționarea măturii și acționare pentru deplasare



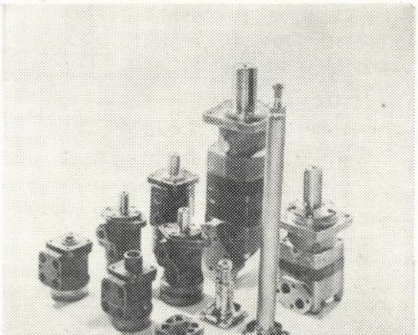
Mașină de găurit și filetat. Acționarea axului motor.



Mașină de turnat sub presiune mase plastice Acționarea melcului



Excavator de șanțuri. Acționarea benzii transportoare



Cupluri motoare maximum de la 26 pînă la 190 kgf-m și turații pînă la 1000 rot min, precum și puteri pînă la 90 CP

Danfoss A S
DK 6430 Nordborg
Danemarca
Tel. 04 · 45 22 22, telex 50599
46 010

PUBLICOM

Danfoss

SKL
motoren

De la 30 la 10 000 CP

este gama de puteri a motoarelor noastre diesel. Construim anual motoare diesel cu o putere de peste un milion de CP: *motoarele SKL*, care corespund necesităţilor practice în ceea ce priveşte eficienţa, fiabilitatea şi protecţia mediului înconjurător.

Fiecare motor SKL reprezintă o experienţă de zeci de ani.

- Motoarele SKL din generaţia a treia sînt considerate astăzi între realizările de seamă ale construcţiei de motoare diesel
- Motoarele SKL — cu supraalimentare înaltă — au putere mare, fiabilitate stabilă, intervale de întreţinere deosebit de avantajoase şi o funcţionare de lungă durată.
- Motoare SKL — pentru acţionări pretenţioase.

Pentru acţionarea navelor, a vehiculelor pe şine, a generatoarelor pentru producere de curent, a staţiilor de pompare etc. livrăm motoare diesel de 30—10 000 CP, ori electroagregate diesel de 30—1100 kVA.

Solicitaţi informaţii speciale!
Secţia comercială a Ambasadei RDG din R. S. România.
Bucureşti, Drumul Taberei,
Aleea Compozitorilor 13, Scara 1

SKL

**VEB
SCHWERMASCHINENBAU
»KARL LIEBKNECHT«
MAGDEBURG**

– KOMBINAT FÜR DIESELMOTOREN UND INDUSTRIEANLAGEN –

Exportator:

TechnoCommerz GmbH
DDR – 108 BERLIN,
JOHANNES-DIECKMANN-STRASSE 11–13
DEUTSCHE DEMOKRATISCHE REPUBLIK

PUBLICOM

daro
1343

Pentru ca datele să devină rapid niște informații utile

folosiți înregistrarea cu transformare în suporturi de date lizibile de către mașină, funcție îndeplinită cu cea mai mare perfecție de aparatul nostru cu comandă program DARO 1343 cu ieșire pe bandă perforată. El asigură interpretarea rapidă într-un aparat electronic de prelucrare a datelor, cu toate avantajele pe care le aduce banda perforată. Soluția oferă mari foloase beneficiarului : datele se colectează descentralizat și se interpretează centralizat.

- La alegere, se dotează cu 2 dispozitive de soldare, 3 dispozitive de soldare și un contor sau 4 dispozitive de soldare la o capacitate de reglaj și calcul de 12/12 poziții.
- Viteza de citire a benzii de programe — 200 de semne/s,
- Viteza perforațiilor — 50 de semne/s. Prin codificarea sa variabilă în sistem de 5 pînă la 8 canale, DARO 1343 este compatibil cu toate aparatele de prelucrare electronică a datelor.
- Este dotat cu dispozitiv de verificare a cifrelor, pentru prevenirea erorilor de tastare.
- Automatizare multilaterală.

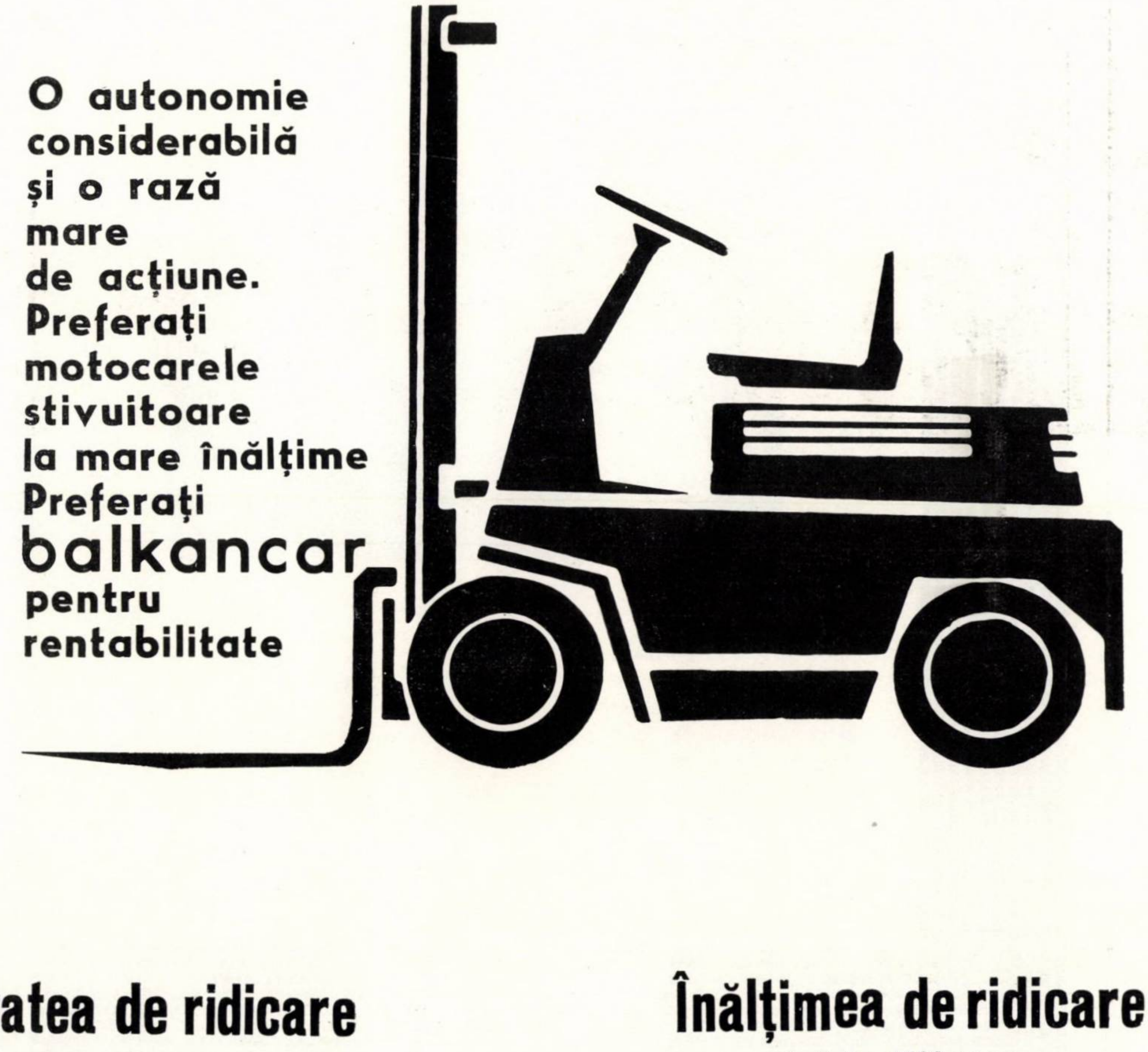
Büromaschinen-Export
GmbH Berlin
DDR - 108 Berlin
Friedrichstrasse 61
Deutsche Demokratische
Republik

bme

PUBLICOM

balkancar

TRADIȚIE ȘI
CONTEMPORANEITATE



O autonomie
considerabilă
și o rază
mare
de acțiune.
Preferați
motocarele
stivuitoare
la mare înălțime
Preferați
balkancar
pentru
rentabilitate

Capacitatea de ridicare

pînă la 3200 kg.

Înălțimea de ridicare

pînă la 4500 mm.

Exportator:

BALKANCARIMPEX
Bulgaria, Sofia, Str. Alabin 56
Telex 022386

REPREZENTANȚA COMERCIALĂ
BULGARĂ
București, str. Galați 32
Telefon 11.20.87.

PUBLICOM

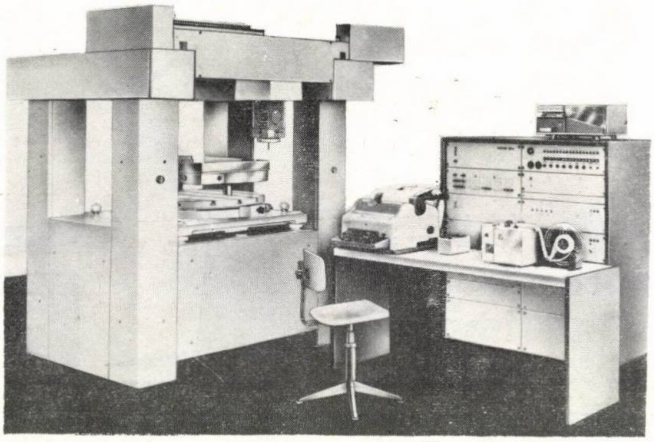
Aparatul universal DKM 1/750 DA

Este un aparat de măsurat cu trei coordonate, care corespunde exigențelor mărite de productivitate — precizie — fiabilitate — flexibilitate — afișajul rezultatelor.

El prezintă următoarele avantaje :

- 20 de valori de măsurare pot fi înregistrate cu 3 coordonate, compactate și extrase pe o notă tipărită sau pe o bandă perforată în 3 minute.
- Economie de timp de 70. . . 90% prin timpi scurți de măsurat și măsurare complet automată cu 3 coordonate față de aparatele de măsurat în 3 coordonate simple.

CARL ZEISS
JENA



Domenii de utilizare :

- construcția de mașini și autovehicule ; ● construcția de nave
- construcția de mașini grele ; ● industria de mecanică fină și optică
- construcția de scule ; ● construcția de mașini-unelte.

VEB Carl Zeiss Jena RDG
Republica Democrată Germană

5. Vă rugăm să ne vizitați la „Technoexpo" între 12 și 21.10.1975 la București.

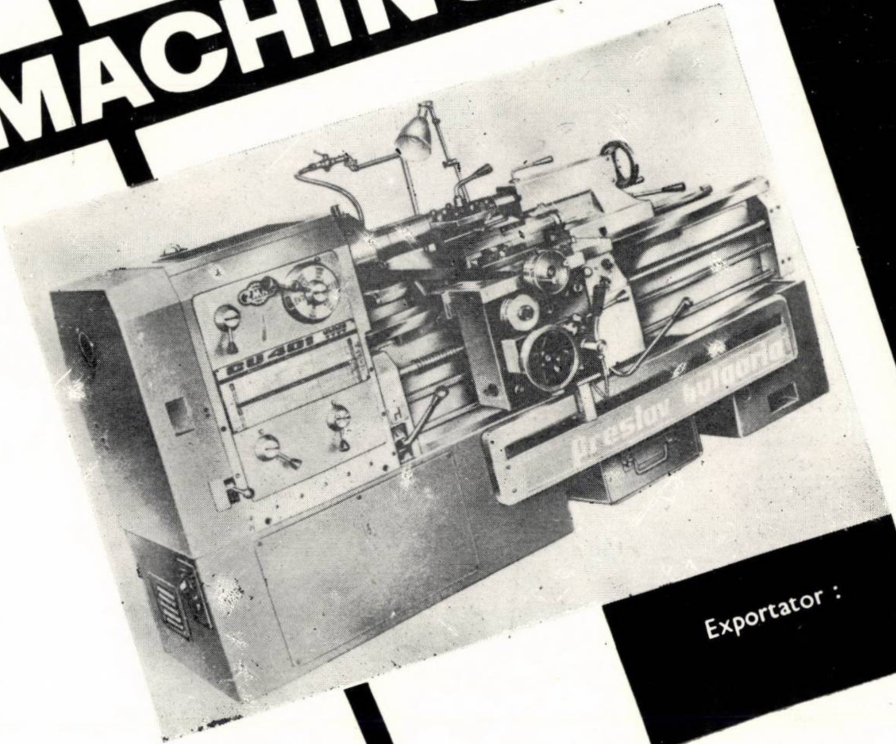
VEB Carl Zeiss JENA · DDR

Deutsche Demokratische Republik

PUBLICOM

MACHINOEXPORT

BULGARIE



Exportator :

MACHINOEXPORT — S.A.R.L.
Sofia, str. Aksakov nr. 5
Tel : 88.53.21
Telex : 22—425
Telegrame : MACHINOEXPORT
— Sofia

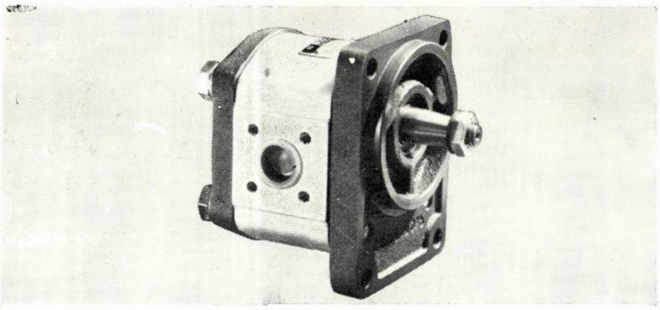
Strungurile din seria „Preslav"

sînt mașini moderne și stabile de mare randament. Comanda cutiilor de viteze se face cu ajutorul unui sistem preselectiv. S-au prevăzut de asemenea, mai multe variante de ambreiaj electromecanic. Aceste strunguri sînt echipate cu mai multe acesorii suplimentare.

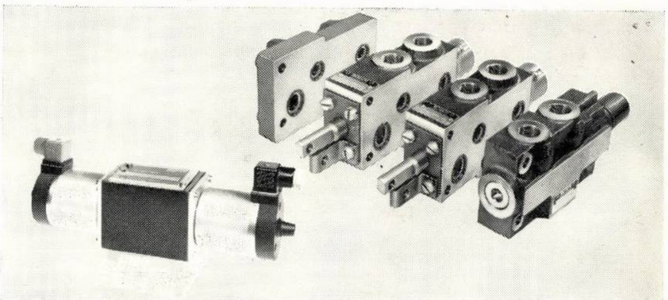
Caracteristici :	CP 40	CP 402	CP 401	CP 502
Diametrul maxim al materialului de prelucrat	440 mm	440 mm	440 mm	.440 mm
Diametrul maxim al barei	70 mm	70 mm	70 mm	70 mm
Distanța între vîrfuri	250 mm 500 mm 750 mm	1000 mm 1500 mm 2000 mm	250 mm 500 mm 750 mm	1000 mm 1500 mm 2000 mm
Greutatea netă cu accesoriile normale	2500 kg	2500 kg	2500 kg	2600 kg

PUBLICOM

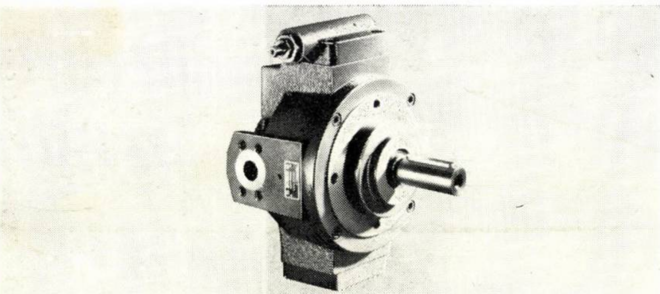
„Bosch" vă rezolvă problemele de hidraulică şi pneumatică: pentru aceasta Bosch vă oferă un program complet şi un „service" organizat în peste 60 de ţări.



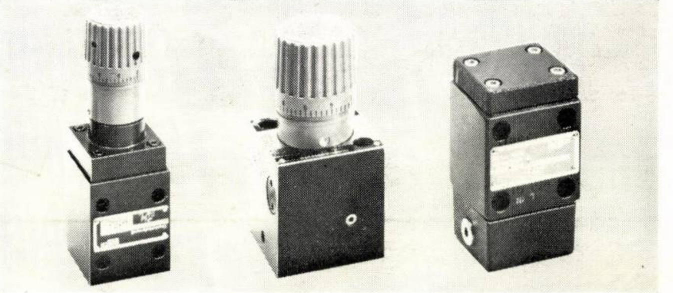
Pompe şi motoare cu roţi dinţate. Nivel redus de zgomot, preţ avantajos, presiune pînă la 300 de bari, debit de 1 . . . 56 cm^3/rot. Livrabile şi ca pompe duble, pompe electrohidraulice pentru curent continuu şi curent trifazat.



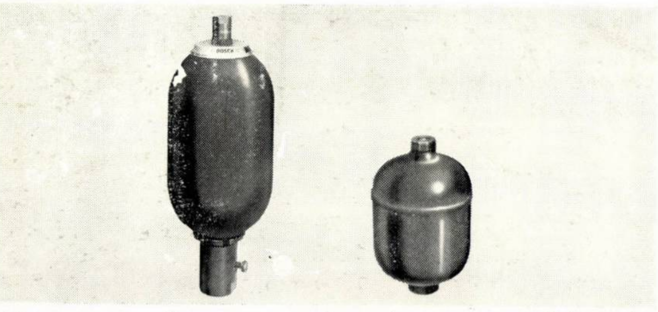
Supape de trecere. Program complet : cu acţionare manuală în 4 variante dimensionale de construcţie pînă la 200 l/min şi 315 bari, cu acţionare electrică în 4 variante dimensionale de construcţie — dimensiuni de racordare internaţionale — pînă la 400 l/min şi 315 bari.



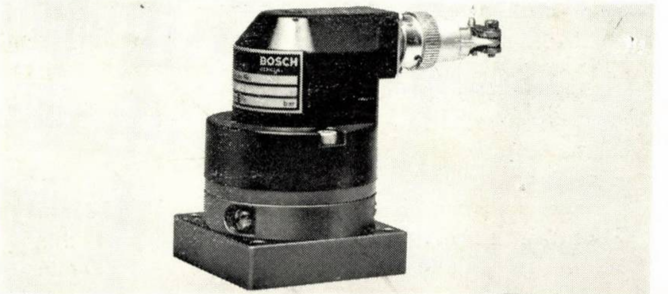
Pompe şi motoare cu piston. Nivel redus de zgomot, reglabile, presiune pînă la 400 de bari, bună comportare la aspiraţie, adecvate pentru utilizarea în medii speciale. Livrabile şi ca pompe duble.



Supape de presiune, supape de debit şi robinete de închidere. Program complet pînă la 200 l/min şi 300 bari. Pentru montarea ţevilor îngropate şi racordări cu plăci, sisteme de linie şi montarea blocurilor.



Hidrorezervor. Rezervor cu suflare şi rezervor cu diafragmă. Adecvat pentru toate mediile, volum util de 0,35. . . 50 l. Presiune de lucru pînă la 350 de bari.



Tehnica electrohidraulică de reglaj. Sistem complet, maturizat, compus din servoventile, servopompe, electronică şi tehnica măsurării.

Pneumatică. Bosch oferă şi un program complet de pneumatică alcătuit din cilindri, transmisii rotative, supape de trecere, ventile de curent, robinete de închidere, supape de presiune, unităţi de întreţinere şi accesorii. Informaţii tehnice amănunţite obţineţi de la distribuitorul nostru :

IPTC
Abt. KMT
CH 8024 Zurich
Postfach 188
K 6975 R

BOSCH

PUBLICOM

CONSTRUCTIA
DE MASINI

ABONATI-VA
LA REVISTA

CONSTRUCȚIA
DE
MAȘINI

E.3279

R

CONSTRUCTIA DE MASINI

10

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXVII • nr. 10 • OCTOMBRIE 1975

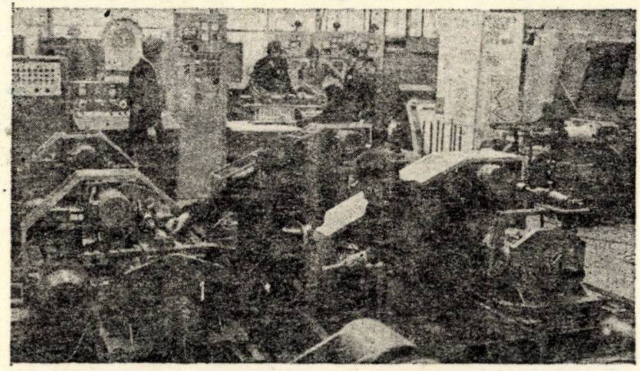
Institutul
de cercetări si proiectări tehnologice *pentru industria construcţiilor de maşini*

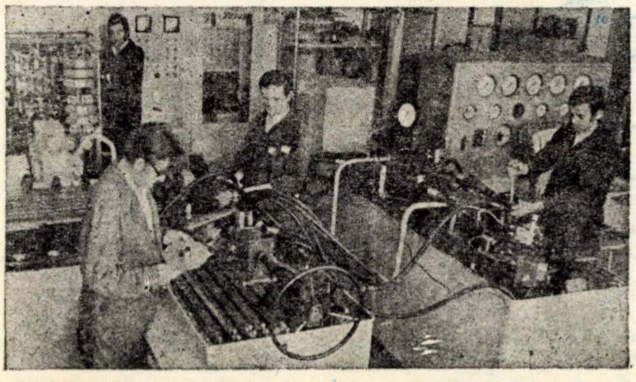
Şos. Olteniţei 105, sectorul 5, Bucureşti
telefon: 83 21 70 —— telex: 11798

ACTIVITATI

- Cercetări şi experimentări de procedee tehnologice noi pentru industria constructoare de maşini
- Proiectarea de tehnologii pentru piese, subansambluri sau produse, inclusiv proiectarea maşinilor speciale, a liniilor, a dispozitivelor şi a sculelor aferente
- Execuţie de echipamente tehnologice proiectate şi asistenţă tehnică pentru punerea lor în funcţiune

Laboratorul de organe de maşini

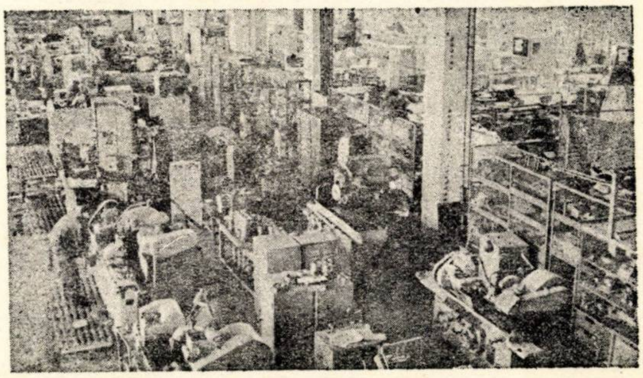




Laboratorul de acţionări hidraulice

ICPTCM

Vedere parţială din baza de execuţie
Sectorul prelucrări mecanice



PENTRU URMATOARELE DOMENII DE ACTIVITATI PRINCIPALE :

- **Prelucrări mecanice prin aşchiere**
- **Prelucrări prin tehnologii neconvenţionale (electroeroziune, electrochimie, laser, fascicul de electroni etc.)**
- **Stanţare şi deformări plastice la rece**
- **Acoperiri galvanice şi vopsire**
- **Montaj mecanizat şi automatizat**
- **Control de calitate, fiabilitate**
- **Standuri de probe**
- **Acţionări hidraulice şi pneumatice, sisteme, elemente, logică fluidică, roboţi etc.**
- **Organe de maşini de uz general (angrenaje, mecanisme, materiale noi, frecare, ungere, vibraţii)**
- **Organizarea proceselor de fabricaţie în atelierele de prelucrări şi montaj**
- **Codificarea informaţiilor pentru prelucrarea automată a datelor**
- **Balanţarea capacităţilor de producţie**
- **Planificare, programare, urmărire a producţiei**
- **Tehnologii tipizate şi normative de timp**

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI GRELE
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
ANUL XXVII Nr. 10, OCTOMBRIE 1975

CUPRINS

PROBLEME ACTUALE ALE CERCETĂRII ÎN TERMOENERGETICĂ

1. Contribuţii la valorificarea combustibililor inferiori

NISTOR, I., COROIU, C., MINEA, I., DRAGOŞ, L.: **Cercetări privind arderea combustibililor solizi inferiori în strat fluidizat.** 485

2. Cercetări în domeniul construcţiilor de agregate

SLĂVESCU, M., BUTARU, A., COCARANZA GABRIELA: **Caracteristicile funcţionale ale unei clapete de reţinere pentru turbinele cu abur.** 487

ANDREESCU, D., MĂRĂCINEANU, I., DONCEA, M., BULEAC, P.: **Comparaţie între valorile calculate teoretic şi cele experimentale ale pierderilor de profil ale paletelor turbinelor cu abur.** 491

HAY P., CURIAC, G., IACOB A., DUDULEANU, A., SABĂU, P.: **Utilizarea benzilor electroizolante din producţia indigenă la sistemele de izolaţie pentru maşinile de mare putere proiectate de Institutul de cercetări şi proiectări de echipamente termoenergetice (ICPET)—Bucureşti.** 496

3. Cercetări în domeniul regulatoarelor

TĂTARU, N. N.: **Sistem optimal-adaptiv cu regulator PID.** 500

RĂSVAN, VL.: **Analiza comparativă a regulatoarelor multiple autonome şi neautonome de la turbinele cu abur.** 507

DIAMANTSTEIN, P. MELINTE, T.: **Generator de semnale specializat pentru verificarea regulatoarelor de la turbinele de mare putere.** 510

NISTOR, I., MACARIE, E., NIBELEANU, ST., POPESCU, N., MINEA, I., DĂMĂCEANU, E.: **Cercetări privind utilajele pentru desprăfuirea electrostatică a gazelor industriale.** 513

Revista apare sub îndrumarea:

Consiliului ştiinţific al Institutului central de cercetări pentru construcţiile de maşini.

Redactor: RODICA MOLDOVEANU

SUMAR

CZ: 662.62.001.5

Nistor, I., Coroiu, C., Minea, I., Dragoş, L. : **Cercetări privind arderea combustibililor solizi inferiori în strat fluidizat.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, p. 485

CZ: 621.165 ;621.646

Slăvescu, M., Butaru, A., Cocaranza Gabriela : **Caracteristicile funcţionale ale unei clapete de reţinere pentru turbinele cu abur.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, p. 487

CZ: 621.165 ;621–22

Andreescu, D., Mărăcineanu, I., Doncea, M., Buleac, P. : **Comparaţie între valorile calculate teoretic şi cele experimentale ale pierderilor de profil ale paletelor turbinelor cu abur.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, p. 491

CZ: 621.3.027.3

Hay, P., Curiac, G., Iacob, A., Duduleanu S., Sabău, P. : **Utilizarea benzilor electroizolante din producţia indigenă la sistemele de izolaţie pentru maşinile de mare putere proiectate de ICPET-Bucureşti.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, p. 496

CZ: 621.929.52

Tătaru, N.N. : **Sistem optimal-adaptiv cu regulator PID.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, p 500

CZ: 621.165 ;621–55

Răsvan, Vl. : **Analiza comparativă a regulatoarelor multiple autonome şi neautonome de la turbinele cu abur.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, p. 507

CZ: 621.165 ;621–55 ;621.373

Diamantstein, P., Melinte, T. : **Generator cu semnale specializat pentru verificarea regulatoarelor de la turbinele de mare putere.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, p. 510

CZ: 621.359.4 ;628.611

Nistor, I., Macarie, E., Nibeleanu, St., Popescu, N., Mircea, I., Dămăceanu, E. : **Cercetări privind utilajele pentru desprăfuirea electrostatică a gazelor industriale.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, p. 513

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele din Republica Socialistă România. Redacţia la: Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini grele, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30.; sau 50.40.90. şi 50.50.25/interior 253. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.16.17.26 BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, Sector 5, pentru revista ,,Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi intreprinderi : lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8.

Tiparul : Intreprinderea poligrafică ,,Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 392.

Taxele poştale plătite în numerar pentru anul 1975, conform aprobării C.P.T. nr. 137/6332/1974

41.042

CONTENTS

D.C. 662.62.001.5

Nistor, I., Coroiu, C., Minea, I., Dragoş, L. : **Researches concerning inferior solid fuel combustion in fluidised layer.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, p. 485

DC ; 621.165 ;621.646

Slăvescu, M., Butaru, A., Cocaranza Gabriela : **Functional performances of a non-return valve for steam turbines.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, p. 487

CD ; 621.165 ;621−22

Andreescu, D., Mărăcineanu, I., Doncea, M., Buleac, P. : **Comparison between the theoretically calculated and the experimental values of the profile losses of steam turboblades.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, p. 491

DC ; 621.3.027.3

Hay, P., Curiac, G., Iacob, A., Duduleanu, S., Sabău, P. : **Use of home produced insulating tapes in insulating systems for heavy duty machines designed by ICPET-Bucharest.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, p. 496

DC ; 621.929.52

Tătaru, N.N. : **Optimal-adaptive system with PID regulator.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, p. 500

DC ; 621.165 ;621−55

Răsvan, Vl. : **Comparative analysis of multiple autonomous and nonautonomous regulators of steam turbines.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, p. 507

DC ; 621.165 ;621−55 ;621.373

Diamantstein, P., Melinte, T. : **Generator with signals, specialized for regulator verifications in heavy duty turbines.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, p. 510

DC ; 621.359.4 ;628.611

Nistor, I., Macarie, E., Nibeleanu, St., Popescu, N., Mircea, I., Dămăceanu, E. : **Researches regarding the equipments for electrostatical dust exhaust in industrial gases.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, p. 513

SOMMAIRE

CD ; 662.62.001.5

Nistor, I., Coroiu, C., Minea, I., Dragoş, L. : **Recherches sur la combustion des combustibles solides inferieurs en couche fluidisée.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 10, p. 485

CD ; 621.165 ;621.646

Slăvescu, M., Butaru, A., Cocaranza Gabriela : **Caractéristiques fonctionnelles des soupapes de retenue pour les turbines à vapeurs.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 10, p. 487

CD ; 621.165 ;621−22

Andreescu, D., Mărăcineanu, I., Doncea, M., Buleac, P. : **Comparaison entre les valeurs calculées théoriquement et les valeurs éxpérimentales des pertes de profil des palettes des turbines à vapeurs.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 10, p. 491

CD ; 621.3.027.3

Hay, P., Curiac, G., Iacob, A., Duduleanu, S., Sabău, P. : **Emploi des bandes électroisolantes indigènes aux systémes d'isolation des machines de grande puissance elaborées a l'Institut de recherches et projets d'équipements d'énergie thermique (ICPET) de Bucarest.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 10, p. 496

CD ; 621.929.52

Tătaru, N.N. : **Système optimal d'adaptation au moyen du régulateur PID**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 10, p. 500

CD ; 621.165 ;621−55

Răsvan, Vl. : **Analyse comparative des multirégulateurs autonomes et nonautonomes des turbines à vapeurs.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 10, p. 507

CD ; 621.165 ;621−55: 621.373

Diamantstein, P., Melinte, T. : **Générateur de signaux pour la vérification des turbines de grande puissance.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 10, p. 510

CD ; 621.359.4 ;628.611 514

Nistor, I., Macarie, E., Nibeleanu, St., Popescu, N., Minea, I., Dămăceanu, E. : **Recherches sur l'équipement de dépoussiérage électrostatique des gaz industriels.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 10, p. 513

INHALTSVERZEICHNIS

DK. 662.62.001.5

Nistor, I., Coroiu, C., Minea, I., Dragoş, L.: **Forschungen uber dem Abbrand geringwertiger Fertkraftstoffe in niedergeschmelzter Schicht.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, S. 485

DK ; 621.165 ;621.646

Slăvescu, M., Butaru, A., Cocaranza Gabriela: **Betriebseigenschaften einer Rückschlagklappe fur Dampfturbinen.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, S. 487

DK ; 621.165 ;621 – 22

Andreescu, D., Mărăcineanu, I., Doncea, M., Buleac, P.: **Vergleich zwischen den theoretisch ermittelten und experimentellen Werten der Profilverluste von Dampfturbinenschaufel.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, S. 491

DK ; 621.3.027.3

Hay, P., Curiac, G., Iacob, A., Duduleanu, S., Sabău, P.: **Einsatz von im Inland hergestellten Elektroisolierbanden bei den Isolations-systemen für die von ICPET Bukarest entworfenen Hochleistungs-maschinen.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, S. 495

DK ; 621.929.52

Tătaru, N.N.: **Optimal-adaptiver system mit PID-regler.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, S. 500

DK ; 621.165 ;621 – 55

Răsvan, Vl.: **Vergleichsanalyse von vielgängiger Autonom- und Nichtautonomregler von Dampfturbinen.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, S. 507

DK ; 621.165 ;621 – 56 ;621.373

Diamantstein, P., Melinte, T.: **Für Reglerprüfung der Hochleistungsturbinen spezialisierter Generator mit Signalen.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, S. 510

DK ; 621.359.4 ; 628.611

Nistor, I., Macarie, E., Nibeleanu, Şt., Popescu, N., Mircea, I., Dămăceanu, E.: **Forschungen über den elektrostatischen Entstaubungsanlagen für Betriebsgase.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, S. 513

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 662.62.001.5

Нистор, И. Корою, К., Минеа, И., Драгош, Л.: **Исследования в связи с горением твёрдых нижних топлив в жидкую подстиклу.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, стр. 485

ДК 621.165 ;621.646

Слэвеску, М., Бутару, А., Кокаранза Габриела: **Функциональные характеристики захлопки паров турбин.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, стр. 487

ДК 621.165 ;621 – 22

Андрееску, Д., Мэрэчинеану, И., Дончеа, М., Булеак, П.: **Сравнение между значенями теоретически вычисленные и испытательными значениями уронов профили лопаток паревых турбин.**

Construcţia de maşini, 27 (1975) nr. 10, стр. 491

ДК 621.3.027.3

Хаи, П., Куриак, Г., Якоб, А., Дудулеану, С., Сабэу Л, **Использование электроизоляционных лент туземного производства на системы изоляции для станков бальшой силы проектированные И.К.П.Е.Т.—Бухарест.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, стр. 495

ДК 621.929.52

Тэтару, Н. Н.: **Наилучшая приспособляемая система с интегрально-пропорциональным регулятором-П.И.Д**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, стр. 500

ДК 621.165 ;621 – 55

Рэсван, Вл.: **Сравнительное исследование многослож ных автономных и неавтономных регуляторов паровых турбин.**

Construcţia de maşini, 27 (1975) nr. 10, стр. 507

ДК 621.165 ;621 – 55 ;621.373

Диамантштайн, П., Мелинте, Т.: **Генератор с сигналами специализированный для проверки регуляторов турбин большой силы.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, стр. 510

ДК 621.539.5 ;628.611

Нистор, И. Макарие, Е., Нибелеану, Ст., Попеску, Н., Мирчеа, И., Дэмэчеану, Е.: **Исследования в связи с оборудованиями для электростатической пылеочистки промышленных газов.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 10, стр. 513

PROBLEME ACTUALE ALE CERCETĂRII ÎN TERMOENERGETICĂ

1. Contribuţii la valorificarea combustibililor inferiori

CZ: 662.62.001.5

Cercetări privind arderea combustibililor solizi inferiori în strat fluidizat

Dr. ing. **I. NISTOR**; ing. **C. COROIU**; ing. **I. MINEA**; ing. **L. DRAGOŞ** – Institutul de cercetări şi proiectări de echipamente termoenergetice (ICPET) – Bucureşti

Capacitatea cazanelor energetice încălzite cu combustibili solizi a crescut continuu, ajungînd în prezent pînă la dimensiuni gigantice. Una din căile de reducere a dimensiunilor acestor agregate energetice fără scăderea puterii instalate este intensificarea proceselor de ardere şi transfer de căldură. Aceste deziderate sînt îndeplinite în mare măsură de tehnica arderii prin fluidizare, care beneficiază de cunoscutele avantaje ale stratului fluidizat:

- — transfer intensificat de căldură şi masă;
- — temperaturi uniforme şi uşor reglabile în stratul fluidizat;
- — proprietăţi reologice ale stratului fluidizat asemănătoare cu ale lichidelor;
- — controlul şi reglarea mai eficientă a procesului de ardere.

Acestea se traduc în cazul utilizării în instalaţiile termoenergetice prin:

- — intensificarea proceselor de ardere şi schimb de căldură cu micşorarea corespunzătoare a focarelor, reducerea excesului de aer, micşorarea suprafeţelor de schimb de căldură;
- — controlul şi uniformizarea temperaturilor de ardere care conduc la înlăturarea zgurificării şi la reducerea pierderilor „prin nearse mecanic”;
- — eliminarea din gazele de ardere a unei importante cantităţi de cenuşă prin deversare, ceea ce conduce la reducerea solicitării instalaţiilor de desprăfuire a gazelor.

În afară de acestea un alt avantaj îl prezintă utilizarea unei granulaţii mai grosiere, de 0 — —5 (10) mm, a particulelor de combustibili solizi, care se traduce prin economii la procesul de măcinare.

Toate aceste avantaje sînt suficiente pentru a contrabalansa puţinele dezavantaje ale acestei tehnici:

- — plafonarea temperaturii de ardere la valori sub temperatura de înmuiere şi fuziune a cenuşelor;
- — viteze ale gazului carburant relativ reduse;
- — pierderi de presiune în stratul fluidizat relativ mari;
- — necesitatea protecţiei conductelor şi a suprafeţelor de transfer de căldură amplasate în strat.

Această situaţie a condus la creşterea interesului pentru introducerea tehnicii fluidizării în energetică.

În anul 1964 BCURA (British Coal Utilisation Research Association) şi NCB (National Coal Board) stabilesc posibilitatea utilizării stratului fluidizat şi ca prim schimbător de căldură, rezultatul fiind un cazan cu dimensiuni mult reduse, cu o temperatură maximă de ardere mai joasă pentru aceeaşi parametri ai aburului şi acelaşi randament global, ca un cazan clasic. Cercetările efectuate în Anglia au condus la construirea unui focar cu strat fluidizat la scara pilot, care produce 3,15 MW/m² faţă de 1,9 MW/m² pentru un grătar lanţ, ajungînd ulterior chiar la 3,8 MW/m². Capacitatea termică a stratului inert, precum şi faptul că la un anumit moment conţinutul de carbon în strat era de 5—10%, a permis menţinerea unei temperaturi de 800—900°C, cu extragerea a peste 50% din căldura dezvoltată direct din stratul fluidizat.

Un cazan de 4 t abur/h a fost instalat pentru experimentări la BCURA în anul 1968. Pentru mărirea eficienţei combustiei au fost efectuate o serie de cercetări privind transferul de căldură într-o instalaţie pilot de ardere în strat fluidizat. Au fost obţinute cele mai bune rezultate pentru tuburile drepte introduse în stratul fluidizat (coeficient de transfer de căldură 530 W/m²°C) faţă de serpentine (coeficient de transfer de căldură 465 W/m²°C). După cum se arată, mărimea cazanului instalat la BCURA este de două treimi din cea a unui cazan clasic. Pentru o unitate de 500 MW(E) suprafaţa stratului fluidizat necesar ar fi de 1800 m² cu o înălţime a stratului de circa 1,2 m şi o înălţime totală a instalaţiei de 9 m.

În prima fază se prevedea la nivelul anului 1969 construirea unui cazan pentru 20—30 MW(E), al cărui ciclu de proiectare şi construcţie necesita optsprezece luni. Prima conferinţă internaţională asupra combustiei în strat fluidizat a avut loc în luna noiembrie 1968 la Houston — Wood — Ohio-SUA. Lucrările nu s-au publicat, dar concluziile făcute cunoscute ulterior de participanţi au arătat că acest proces are potenţialul de a deveni tehnic şi economic; viabil nu numai pentru producţia aburului industrial dar şi pentru producerea energiei electrice.

Într-un simposion privind cazanele cu strat fluidizat care a avut loc în luna ianuarie 1971 în Anglia au fost subliniate investiţiile ma) reduse ale cazanelor cu strat fluidizat (fig. 1i cît şi faptul că se pot arde combustibili cu procent foarte ridicat de cenuşă.

În R.S. Cehoslovacia au fost efectuate de asemenea o serie de cercetări pînă la scară semiindustrială privind arderea cărbunilor în strat fluidizat.

În ţara noastră primele cercetări privind arderea combustibililor solizi inferiori în strat fluidizat au fost efectuate în anii 1958—1960 în cadrul Institutului de energetică al Academiei R.S. România, cercetări care nu au ajuns la rezultate concludente, din cauza nivelului tehnicii din acea perioadă [2].

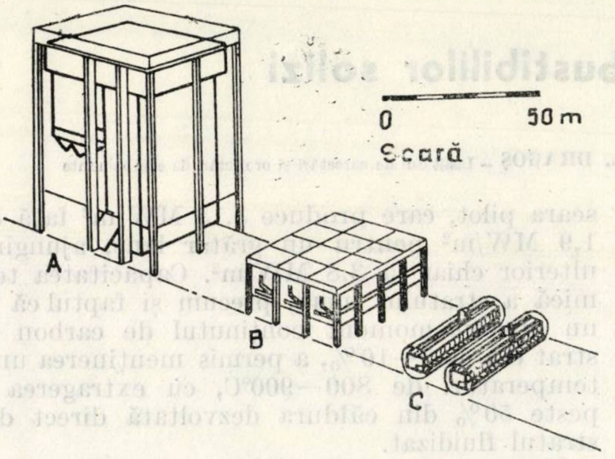


Fig. 1. — Reprezentarea scării unor tipuri caracteristice de cazane cu aburi.

A. — Cazan convenţional de abur — 660 MW — Centrala Drax (Anglia)
B. — Cazan de abur cu strat fluidizat — 660 MW — ardere la presiunea atmosferică (realizare 20 MW—1970)
C. — Cazan cu abur cu strat fludizat — 660 MW — ardere la 16 atm (realizare ın perspectivă)

În anul 1971 în cadrul ICPET-Bucureşti cercetările au fost reluate cu introducerea unor elemente noi şi anume [3]:

a) Răcirea stratului fluidizat prin imersarea unor fascicule de ţevi răcitoare capabile să preia o mare cantitate din căldura de combustie a permis reglarea temperaturii în strat la valori inferioare temperaturilor de înmuiere şi topire a cenuşii rezultate. Aceasta a avut drept consecinţă înlăturarea fenomenului de zgurificare şi ca urmare creşterea stabilităţii stratului fluidizat şi reducerea pierderilor prin „nearse mecanic".

b) Îmbunătăţirea sistemului de alimentare cu combustibil solid a agregatului de fluidizare a mărit protejarea grătarului de fluidizare precum şi sporirea eficienţei amestecării în strat.

c) Soluţia constructivă a grătarului de fluidizare a permis o repartiţie mai uniformă a agentului de fluidizare şi o durabilitate mai mare a acestui subansamblu de mare importanţă pentru buna funcţionare a agregatelor de fluidizare.

Toate aceste elemente au condus la perfecţionarea tehnologiei de ardere în strat fluidizat şi au permis atacarea unor probleme de interes practic:

1. arderea autotermă în strat fluidizat a şisturilor bituminoase şi
2. arderea în strat fluidizat a ligniților.

1. Arderea autotermă în strat fluidizat a şisturilor bituminoase.

În valorificarea energetică şi tehnologică a şisturilor bituminoase din Banat utilizarea stratului fluidizat prezintă o serie de avantaje:

— Reducerea fineţei de măcinare a şisturilor de la circa 0,1 mm cît necesită arderea în stare pulverizată la circa 5,0 mm cît necesită arderea în strat fluidizat, ceea ce se traduce prin economii importante la operaţia de măcinare, avînd în vedere abrazivitatea mare a şisturilor bituminoase datorită conţinutului mare în cenuşă (circa 70%) şi a unei compoziţii chimico-mineralogice dezavantajoase din acest punct de vedere.

— Posibilitatea asigurării arderii autoterme a şisturilor bituminoase chiar în condiţiile unei puteri calorifice joase a şisturilor (900—1000 kcal/kg), evitînd astfel utilizarea unor combustibili superiori (păcură, gaz metan) drept combustibil de adaos (cu excepţia perioadei de aprindere a stratului fluidizat).

— Posibilitatea arderii şisturilor la temperaturi relativ joase de circa 800°C, creînd premisele utilizării ulterioare a cenuşii rezultate în scopuri tehnologice (extragerea aluminei, utilizarea în industria materialelor de construcţii etc.).

— Captarea prin deversarea din stratul fluidizat a unei mari cantităţi de cenuşă, ceea ce conduce la micşorarea solicitării instalaţiilor de desprăfuire a gazelor de ardere.

— Asigurarea unor coeficienţi de transfer de căldură deosebit de ridicaţi.

Cercetarea procesului de ardere autotermă în strat fluidizat a şisturilor bituminoase şi a schimbului de căldură a fost efectuată pe o instalaţie pilot construită în acest scop (fig. 2).

Principalele caracteristici constructive ale instalaţiei pilot au fost următoarele: diametrul focar = 400 mm; înălţime focar H = 950 mm, sistemul de alimentare utilizînd două şnecuri; arzătoarele de amorsare a procesului de ardere utilizînd gaz metan sînt amplasate în exterior, avînd ieşirea gazelor de ardere în incinta focarului.

Performanţele tehnice obţinute cu această instalaţie pilot care funcţionează exclusiv pe

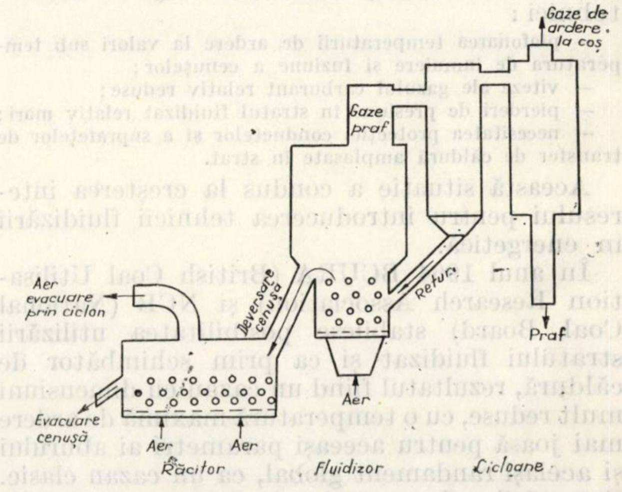


Fig. 2. — Schema generală a instalaţiei pilot de ardere a combustibililor solizi în strat fluidizat — ICPET.

șisturi bituminoase cu o putere calorifică de 900—1100 kcal/kg au fost următoarele:

— încărcare termică de 2 432 000 kcal/h, m² grătar;
— nearsele din cenușă cuprinse între 1,56 și 1,73%;
— coeficientul de exces de aer de 1,07—1,14;
— analiza gazelor de ardere $\%CO_2 = 16,4-17,0$; $\%O_2 = 0,8-1,4$ și %CO practic lipsă;
— temperatura în stratul fluidizat de 800—900°C;
— cantitatea de căldură evacuată prin țevile de răcire din stratul fluidizat de circa 25%.

2. Arderea în strat fluidizat a lignițilol

Valorificarea energetică și tehnologică a lignițilol prin ardere în strat fluidizat prezintă toate avantajele enumerate anterior la arderea autotermă a șisturilor bituminoase; mai mult, în acest caz folosirea unor ligniți inferiori cu puteri calorifice mai mari conduce la încărcări termice mai ridicate ale focarului și datorită coeficienților ridicați de transfer de căldură la majorarea cantității de căldură evacuate din stratul fluidizat prin țevile de răcire.

Cercetările efectuate cu ajutorul instalației pilot prezentate anterior au condus la următoarele performanțe tehnice valabile pentru un lignit cu puterea calorifică inferioară:

— 2680 Kcal/kg;
— încărcarea termică de 3 115 000 kcal/h, m² grătar;
— nearsele din cenușă de 1,19—2,74%;
— coeficientul de exces de aer de 1,1—1,15,
— analiza gazelor de ardere $\%Co_2 = 14-16$; $\%O_2 = 0,8-3,2$; $\%Co = 0,0-1,4$;
— temperatura în stratul fluidizat de 760—920°C;
— cantitatea de căldură evacuată din stratul fluidizat prin țevile de răcire de 30—40%.

Rezultatele obținute în cadrul cercetărilor în fază pilot privind arderea autotermă în strat fluidizat a șisturilor bituminoase și a lignițilol a permis trecerea la fază industrială prin proiectarea și execuția în cadrul ICPET—București a primului cazan experimental de 1 Gcal/h, funcționînd pe combustibili solizi aflat în fază de montaj.

Cazanul de 1 Gcal/h cu focar în strat fluidizat funcționînd pe combustibili solizi inferiori deschide seria de cazane de acest tip în concepție românească, avînd caracteristici tehnico-economice superioare.

BIBLIOGRAFIE

1. *G.G. Thurlow* — Fluidised Combustion — The present position p. 30—33. The Heating and Air Conditioning Journal — April 1975.
2. *N. Pănoiu, C. Cazacu*: Beiträge zum Studium der Verbrennung rumänischer Lignite im Wirbelschtverfahren. Revue d'Energetique Serie A. nr. 2 (Roumanie).
3. *I. Nistor, I. Minea, I. Coroiu, S. Duduleanu, L. Dragoș*: Cercetări și realizări privind arderea autotermă a șisturilor bituminoase în strat fluidizat — Comunicare sesiune ICPET, 1973.

◆

2. Cercetări în domeniul construcțiilor de agregate

CZ: 621.165.621.6

Caracteristicile funcționale ale unei clapete de reținere pentru turbinele cu abur

Ing. Mihnea **SLĂVESCU**, ing. Adrian **BUTARU**, ing. Gabriela **COCARANZA** – ICPET–București

În circuitele regenerative ale centralelor termoelectrice, ca și în numeroase alte circuite hidrotehnice sînt utilizate clapete de reținere, care au rolul de a asigura trecerea fluidelor într-un singur sens de curgere. De asemenea deseori prin poziția lor în funcționare ele trebuie să asigure și o dependență debit-pierdere de presiune dinainte stabilită. Cunoașterea caracteristicilor funcționale ale unor astfel de clapete este deosebit de importantă pentru corecta dimensionare a circuitelor, a mecanismelor aferente clapetelor și pentru asigurarea fiabilității lor în exploatare. ICPET a conceput pentru circuitele regenerative ale turbinelor energetice o gamă de astfel de clapete pe baza unei scheme constructive de tipul celei din figura 1. Pentru determinarea caracteristicilor funcționale s-a construit un model cu diametrul nominal $D = 150$ mm. Întreaga familie de clapete proiectate a respectat caracteristicile constructive din figura 1, modificînd dimensiunile prin similitudine geometrică. Această observație este deosebit de importantă, întrucît pentru alte rapoarte dimensionale (L_1/D; L_3/D; R/D etc.) caracteristicile funcționale nu mai sînt valabile.

Aplicarea rezultatelor experimentale este posibilă numai dacă se respectă următoarele condiții:

— realizarea întregii game de clapete cu dimensiuni geometrice asemenea modelului experimentat;
— respectarea condițiilor de funcționare a clapetei în exploatare în condiții similare din punct de vedere al curgerii, cu cele obținute la model.

Această cerință se traduce în fapt prin respectarea unei cifre Reynolds de funcționare

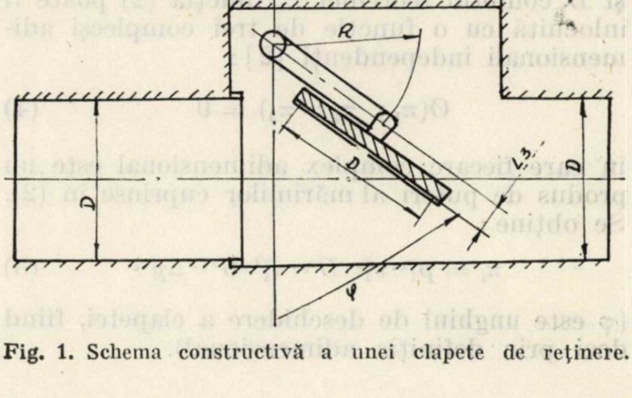


Fig. 1. Schema constructivă a unei clapete de reținere.

peste o valoare de automodelare ($Re \geqslant 10^5$) [1]. Cifra Reynolds este definită de relația :

$$Re = \frac{wD}{\nu} \tag{1}$$

în care :

w este viteza de curgere a fluidului în secțiunea de diametru D, în m/s;

D — diametrul clapetei, în m;

ν — viscozitatea cinematică a fluidului, în m²/s.

1. Stabilirea caracteristicilor funcționale

Caracteristicile funcționale ale unei clapete de reținere sînt : pierderea de presiune Δp la curgerea unui fluid prin clapetă în funcție de poziția sa unghiulară φ și momentul dinamic M cu care acționează fluidul asupra clapetei. În scopul utilizării generalizate a datelor experimentale au fost determinați invarianții caracteristici, care se obțin utilizînd analiza dimensională. Astfel, pornind de la fenomenul fizic de laminare care se petrece la curgerea unui fluid printr-o clapetă de reținere și ținînd seamă de parametrii fluidului și de cei geometrici, se pot defini două funcții de forma :

$$F(p_1,\ v_1,\ D,\ \nu_1,\ G,\ \Delta p,\ \varphi) = 0 \tag{2}$$

pentru caracteristica de pierdere de presiune și :

$$M(p_1,\ v_1,\ D,\ \nu_1,\ \Delta p,\ \varphi,\ M) = 0 \tag{3}$$

pentru caracteristica de moment.
În care :

p_1 este presiunea absolută a fluidului în amonte de clapetă în Kgf/m²;
v_1 — volumul specific al fluidului, în m³/kgf;
ν_1 — vîscozitatea cinematică a fluidului în amonte de clapetă, în m²/s;
D — diametrul nominal caracteristic al clapetei, în m;
G — debitul de fluid care curge prin clapetă, în kgf/s;
φ — unghiul de deschidere a clapetei, în grade;
M — momentul dinamic care acționează asupra clapetei în kg m.

Alegînd drept mărimi fundamentale p_1, v_1 și D conform teoremei π, funcția (2) poate fi înlocuită cu o funcție de trei complecși adimensionali independenți [2] :

$$\text{Ø}(\pi_1;\ \pi_2;\ \pi_3) = 0 \tag{4}$$

în care fiecare complex adimensional este un produs de puteri al mărimilor cuprinse în (2). Se obține :

$$\pi_i = p_1^{x_1} \cdot v_1^{x_2} \cdot D^{x_3} \cdot \nu_1^{x4} \cdot G^{x_5} \cdot \Delta p^{x_6} \tag{5}$$

(φ este unghiul de deschidere a clapetei, fiind deci prin definiție adimensional).

Atașînd expresiilor de forma (5) ecuația lor de dimensiuni în sistemul *SI* (*LMT*), trebuie ca suma exponenților să fie zero. Rezultă :

$$\pi_i = \left(\frac{M}{LT^2}\right)^{x_1} \cdot \left(\frac{L^3}{M}\right)^{x_2} \cdot (L)^{x_3} \cdot \left(\frac{L^2}{T}\right)^{x_4} \cdot$$

$$\cdot \left(\frac{M}{T}\right)^{x_5} \cdot \left(\frac{M}{LT^2}\right)^{x_6} = M^{x_1 - x_2 + x_5 + x} \cdot$$

$$\cdot L^{-x_1 + 3x_2 + x_3 + 2x_4 - x_6} \cdot T^{-2x_1 - x_4 - x_5 - 2x_6} \tag{6}$$

Rezultă sistemul liniar și omogen de trei ecuații cu șase necunoscute :

$$\begin{aligned} x_1 - x_2 + x_5 + x_6 &= 0 \\ -x_1 + 3x_2 + x_3 + 2x_4 - x_6 &= 0 \\ -2x_1 - x_4 - x_5 - 2x_6 &= 0 \end{aligned} \tag{7}$$

Se observă că din matricea coeficienților sistemului (7) se poate extrage un determinant de ordinul 3 diferit de zero, de exemplu, determinantul coeficienților lui x_1, x_2, x_3. Se aleg acești trei exponenți drept necunoscute principale și se rezolvă sistemul, atribuind celorlalți exponenți valori arbitrare, convenabil alese. Rezultă trei complecși adimensionali cu exponenții conform matricei (8) :

$$\begin{array}{cccccc|c} x_1 & x_2 & x_3 & x_4 & x_5 & x_6 & \\ \hline -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \pi_1 \\ -1/2 & 1/2 & -2 & 0 & 1 & 0 & \pi_2 \\ -1/2 & -1/2 & -1 & 1 & 0 & 0 & \pi_3 \\ \hline \end{array} \tag{8}$$

Adică în unități din sistemul *Mkfs* :

$$\varphi = \text{ct} \tag{9}$$

$$\pi_1 = \Delta p / p_1 \tag{10}$$

$$\pi_2 = \frac{G}{D^2}\sqrt{\frac{v_1 \cdot 9{,}81}{g p_1}} \tag{11}$$

$$\pi_3 = \frac{\nu_1}{D}\sqrt{g^2/p_1 v_1}\ \pi_3 = \frac{v_1}{D} \cdot \sqrt{\frac{1}{p_1 v_1}} \cdot \sqrt{\frac{9{,}81}{g}} \tag{12}$$

Complexul π_1 exprimă pierderea de presiune, complexul π_2 influența debitului mărimii caracteristice D și a parametrilor fluidului la intrarea în clapetă, iar complexul π_3 exprimă influența mărimii caracteristicii D, a vîscozității și a parametrilor fluidului la intrare. În plus se adaugă simplexul φ, care stabilește dependența caracteristicilor clapetei de reținere de unghiul său de deschidere. Din (10) și (11) se poate defini un alt complex adimensional care determină un coeficient de pierdere de presiune caracteristic clapetei. Acesta poate fi utilizat pentru comoditatea comparării mai multor tipuri constructive. S-a pornit de la definiţia generală a coeficientului local de pierdere de presiune:

$$\xi = \frac{\Delta p}{q} = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2gv_1} w_1^2} \tag{13}$$

în care:

q este presiunea dinamică în amonte de clapetă, în secţiunea liberă de diametru D, în kgf/cm²;

w_1 — viteza fluidului în amonte de clapetă, în secţiunea liberă de diametru D, în m/s.

Folosind (10) şi (11), ecuaţia (13) se transformă în:

$$\xi = 12{,}1 \frac{\pi_1}{\pi_2^2} \tag{14}$$

Ţinînd seamă de (1) şi (11), complexul π_3 poate fi exprimat prin:

$$\pi_3 = 3{,}98 \frac{\pi_2}{Re} \tag{12'}$$

Se observă că în condiţiile de automodelare ($Re \geqslant 10^5$), complexul π_3 nu mai introduce o caracteristică funcţională deosebită faţă de π_2. El nu va fi folosit în continuare în prezentarea rezultatelor experimentale.

Pornind de la funcţia generală (3) se poate determina în mod similar un complex adimensional de moment de forma:

$$\pi_M = \frac{M}{\pi_1 p_1 D^3} \tag{15}$$

Cunoaşterea experimentală a dependenţelor (φ; π_1; π_2) ($\varphi - \xi$) şi ($\varphi - \pi_M$) permite determinarea pentru orice clapetă geometrică asemenea cu modelul experimental, a pierderilor de presiune şi a momentului dinamic la curgerea unui fluid de debit G şi de parametri p_1 şi v_1 în funcţie de unghiul de deschidere φ.

2. Rezultatele obţinute

Pentru o clapetă cu schema constructivă conform figurii 1, avînd un diametru $D=150$ mm şi mărimile caracteristice $L_1/D = 0{,}16$; $R/D = 0{,}88$ şi $L_3/D = 0{,}313$, au fost determinate curbele experimentale $\pi_1 - \pi_2$ în funcţie de unghiul clapetei φ (fig. 2) şi curba $\varphi - \xi$ (fig. 3) necesare determinării pierderilor de presiune prin clapetă pentru diverse dimensiuni, parametri şi debite. De asemenea, în figura 4 este reprezentată curba $\varphi - \pi_M$ necesară determinării momentului dinamic. Curbele $\varphi - \xi$ şi $\varphi - \pi_M$ au fost determinate pentru ambele sensuri de curgere ale fluidului în cazul unei clapete cu scaun drept (închidere la $\varphi = 0°$ conform figurii 1). Aceste determinări sînt deosebit de utile, întrucît pentru exploatare este necesară cunoaşterea debitului care garantează autoînchiderea sigură a clapetei echilibrate mecanic, în cazul inversării sensului de curgere. În plus, în figura 2 este trasată o curbă limită, stabilită experimental. Perechile de valori $\pi_1 - \pi_2$ situate în stînga curbei limită nu sînt recomandate, întrucît pentru acest domeniu funcţionarea clapetei este instabilă.

Din figura 3 se observă că valoarea coeficientului de pierdere în domeniul de unghiuri de 40°—80° nu diferă prea mult pentru ambele

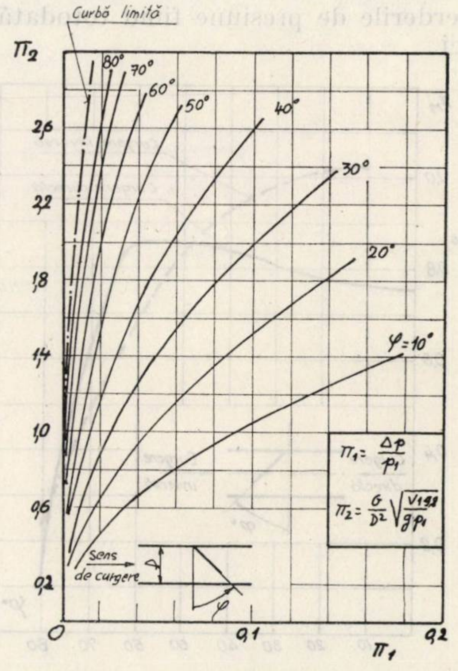


Fig. 2. Dependenţa pierderii de presiune de debitul care curge printr-o clapetă de reţinere în funcţie de poziţia unghiulară φ a clapetei.

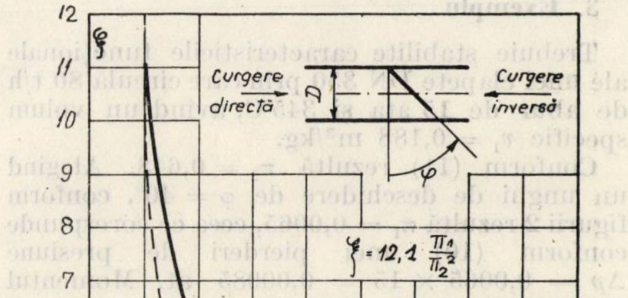


Fig. 3. Dependenţa coeficientului ξ de pierdere de presiune într-o clapetă de reţinere cu scaun drept faţă de poziţia unghiulară φ a clapetei pentru curgeri în ambele sensuri.

direcţii de curgere. De asemenea, conform figurii 4 valoarea coeficientului maxim de moment este aproximativ aceeaşi (0,87–1) pentru ambele sensuri de curgere.

Coeficientul de moment dinamic este maxim în zona unghiurilor de 40°–65°, ceea ce impune realizarea unor clapete de reţinere a căror deschidere maximă să fie situată în acest domeniu, pierderile de presiune fiind totodată relativ mici.

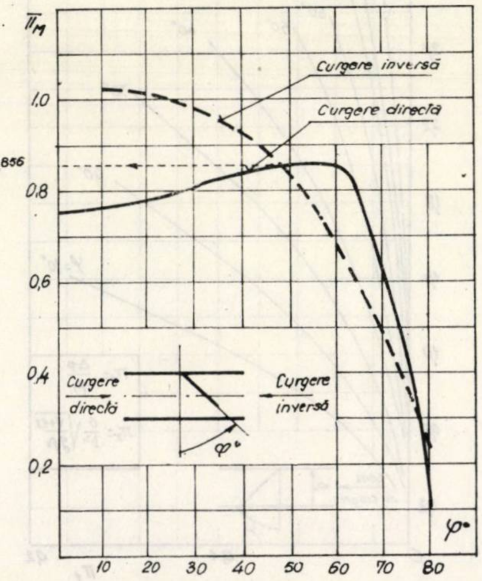


Fig. 4. Dependenţa coeficientului de moment dinamic π_M, de poziţia unghiulară φ a unei clapete de reţinere cu scaun drept pentru curgeri în ambele sensuri.

3. Exemplu

Trebuie stabilite caracteristicile funcţionale ale unei clapete DN 350 prin care circulă 80 t/h de abur de 15 ata şi 345°C, avînd un volum specific $v_1 = 0{,}188$ m³/kg.

Conform (11) rezultă $\pi_2 = 0{,}648$. Alegînd un unghi de deschidere de $\varphi = 40°$, conform figurii 2 rezultă $\pi_1 = 0{,}0065$, ceea ce corespunde conform (10) unei pierderi de presiune $\Delta p = 0{,}0065 \times 15 = 0{,}00985$ at. Momentul dinamic conform (15) şi figurii 4 va fi $M = 0{,}84 \times 0{,}0065 \times 15 \times 0{,}35^3 \times 10^4 = 35$ kgfm. În instalaţiile energetice valoarea acestui moment este utilizată la dimensionarea servomotorului necesar închiderii sub sarcină a clapetei de reţinere.

A mai fost studiată şi o variantă de clapetă cu unghi de închidere $\varphi = 20°$. Curba $\xi - \varphi$ care defineşte pierderile de presiune în funcţie de unghiul clapetei este arătată în figura 5, iar în figura 6 s-a reprezentat curba coeficientului de moment $\pi_M - \varphi$. În figurile 5 şi 6 diagramele sînt trasate pentru ambele sensuri de curgere ale fluidului.

Comparînd valorile obţinute pentru clapeta cu unghi de închidere $\varphi = 0°$ şi $\varphi = 20°$, se remarcă valori foarte apropiate pentru coeficienţii ξ şi π_M, în domeniul de unghiuri $\varphi = 40°–65°$, ceea ce justifică folosirea în practică a ambelor variante.

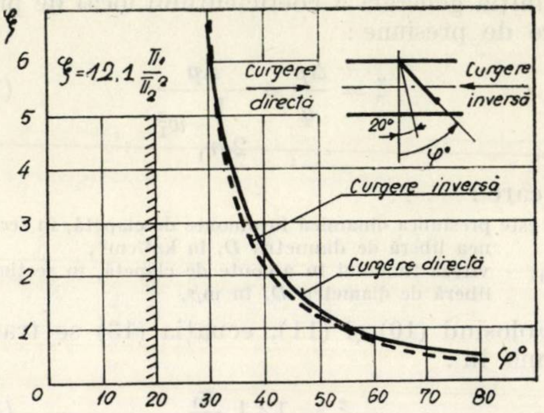


Fig. 5. Dependenţa coeficientului ξ de pierdere de presiune într-o clapetă de reţinere cu scaun înclinat la 20°, faţă de poziţia unghiulară φ a clapetei pentru curgeri în ambele sensuri.

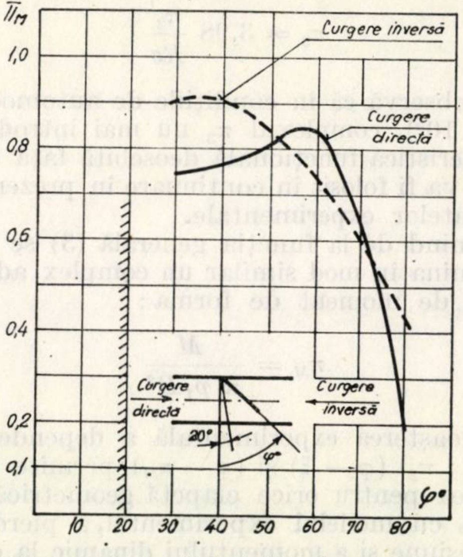


Fig. 6. Dependenţa coeficientului de moment π_M, de poziţia unghiulară φ a unei clapete de reţinere cu scaun înclinat la 20° pentru curgeri în ambele sensuri.

4. Concluzii

Cercetările experimentale efectuate asupra funcţionării unor clapete de reţinere, utilizate în circuitele regenerative ale instalaţiilor energetice, permit dimensionarea lor corectă pe baza datelor obţinute, precum şi alegerea unor unghiuri optime de deschidere a acestora. Se constată că o funcţionare optimă şi sigură se realizează pentru unghiuri de 40°–65°, cu pierderi de presiune relativ mici şi momente dinamice mari.

BIBLIOGRAFIE

1. *Jung, R.*: Strömungstechnische Eigenschaften ebener Drehktager in Rechteck-Kanälen und Kreisrohen. In: Brennstoff-Wärme-Kraft, RFG, 20, nr. 10, octombrie 1968, Pag. 478–484
2. *Ris, V.I.*: Compresoare centrifuge, Ed. tehnică – Bucureşti, 1964.

CZ : 621.165 ;621 – 22

Comparaţie între valorile calculate teoretic şi cele experimentale ale pierderilor de profil ale paletelor turbinelor cu abur

Ing. **DAN ANDREESCU** ; ing. **ION MĂRĂCINEANU** ;
ing. **MARCEL DONCEA** ; ing. **PAULA BULEAC** — ICPET–Bucureşti

Odată cu realizarea în ţara noastră a turbinelor cu abur de mare putere, pe baza proiectelor executate de ICPET, în sectorul de cercetare al institutului s-au început şi dezvoltat lucrări de cercetare aferente printre care şi cele legate de curgerea aburului prin turbină. De cunoaşterea amănunţită a fenomenului energetic din turbină depinde nemijlocit realizarea unor randamente energetice optime sub raport tehnico-economic. Ca efect al principiului de funcţionare al turbinelor cu abur, problema centrală şi iniţială a calculului termic o constituie cunoaşterea curgerii în reţelele statorice şi rotorice. Metodicile de calcul termic presupun efectuarea calculelor în una sau mai multe secţiuni cilindrice coaxiale, de-a lungul paletelor, care prin desfăşurare reduc problema curgerii spaţiale la curgeri plane legate prin condiţii de echilibru radial şi de debit. Se ajunge deci la necesitatea cercetării reţelelor de profile plane, ceea ce se concretizează în determinarea cantitativă a caracteristicilor funcţionale ale reţelelor de profile. Caracteristica principală a unei reţele de profile o constituie pierderea (disipaţia) de energie în funcţie de parametrii geometrici şi cinematici ai funcţionării reţelei.

Determinarea pierderii de profil se poate face atît teoretic cît şi experimental. Pe cale experimentală apare avantajul unei precizii foarte bune, implicînd însă un efort material şi un volum de muncă ridicat. Utilizarea metodelor teoretice s-a extins considerabil pe plan mondial, odată cu apariţia calculatoarelor electronice, ceea ce a dus la o concentrare a eforturilor de cercetare şi în domeniul teoretic. Rezultatele mai puţin exacte care se obţin prin calcul teoretic au avantajul unui preţ de cost mult mai scăzut al cercetării. În cele ce urmează se va prezenta o sinteză a realizărilor şi contribuţiilor aduse de Institutul de cercetări şi proiectări de echipamente termoenergetice (ICPET) în ceea ce priveşte cercetarea teoretică şi experimentală a reţelelor de palete şi în special asupra determinării pierderilor de profil.

1. Determinarea experimentală a pierderilor de profil

Folosind notaţiile uzuale pentru reţeaua de profile din figura 1, pierderea de profil ξ se calculează cu :

$$\xi = \sqrt{1 - \psi}\,; \quad \psi = \frac{w_2}{w_{2t}}, \tag{1}$$

unde ψ este coeficientul de viteză, definit ca raportul dintre viteza reală şi cea teoretică aval. Pentru determinarea experimentală a coeficientului ψ sînt necesare măsurători la distanţe suficient de mari (teoretic la infinit) în amonte şi aval, unde parametrii fluidului să fie uniformi. Pe un stand experimental efectuarea unor măsurători la distanţe mari în aval ar aduce complicaţii constructive şi funcţionale considerabile, de aceea se preferă măsurarea parametrilor curentului imediat după ieşirea sa din reţea, zonă unde însă neuniformitatea lor este deosebit de pronunţată. Iată de exemplu în figura 2 distribuţia parametrilor curentului măsurată la 3 mm în avalul unei reţele de palete drepte experimentale pentru trei palete centrale.

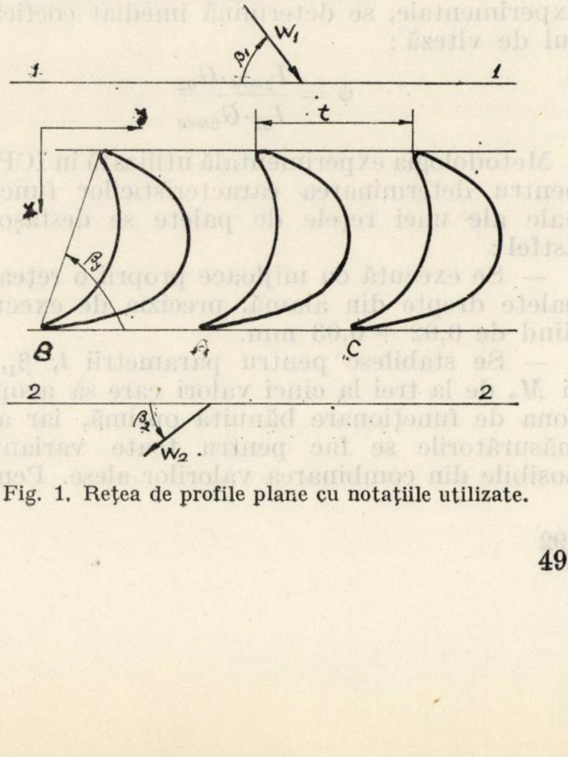


Fig. 1. Reţea de profile plane cu notaţiile utilizate.

În aceste condiții calculul pierderii presupune mai întii o mediere a epurelor măsurate.

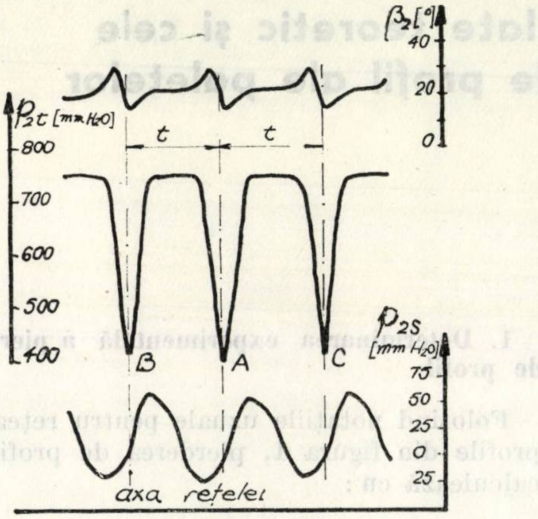


Fig. 2. Distribuția parametrilor curentului în avalul unei rețele rotorice

Astfel :

p_{2s}—presiunea statică aval; p_{2t}—presiunea totală aval.

$$p_{2med} = \frac{1}{t}\int_0^t p_{2.s}\, dy\,;\ \operatorname{tg}\beta_{2med} =$$

$$= \frac{S_0^t\ \rho_2\, w_2^2\cdot \sin^2\beta_2\, dy}{S_0^t\ \rho_2\, w_2^2\cdot \sin\cdot\beta_2 \cos\beta_2\cdot dy} \quad (2)\,; \qquad (3)$$

În procesul ideal și cel real debitul și impulsul curentului sînt determinate cu relațiile : (procesul ideal cu indicele 0)

$$\begin{aligned} I_{02} &= \rho_{02}\, W_{02}^2\cdot t\sin\beta_{02}, \quad I_{2med} = \\ &= \rho_{2med}\cdot W_{2med}^2\cdot t\cdot \sin\beta_{2med} \\ G_{02} &= \rho_{02}\, W_{02}\cdot t\cdot \sin\beta_{02}, \quad G_{2med} = \\ &= \rho_{2med}\cdot W_{2med}\cdot t\cdot \sin\beta_{2med} \end{aligned} \qquad (4)$$

unde $\rho_{02} = \rho_{2med}$ și $\beta_{02} = \beta_{2med}$, iar ρ densitatea.

Calculînd relațiile anterioare pe baza datelor experimentale, se determină imediat coeficientul de viteză :

$$\psi = \frac{I_{2med}\cdot G_{02}}{I_{02}\cdot G_{2med}} \qquad (5)$$

Metodologia experimentală utilizată în ICPET pentru determinarea caracteristicilor funcționale ale unei rețele de palete se desfășoară astfel :

— Se execută cu mijloace proprii o rețea de palete drepte din alamă, precizia de execuție fiind de 0,02 ÷ 0,03 mm.

— Se stabilesc pentru parametrii t, β_1, β_y și M_2 de la trei la cinci valori care să acopere zona de funcționare bănuită optimă, iar apoi măsurătorile se fac pentru toate variantele posibile din combinarea valorilor alese. Pentru fiecare din aceste regimuri se determină presiunea totală și statică în amonte, iar în aval, în minimum unsprezece pînă la treisprezece puncte de-a lungul unui pas se măsoară unghiul, presiunea statică și cea totală a curentului.

— Rezultatele măsurătorilor sînt apoi prelucrate pe calculator, iar apoi se întocmesc diagrame de tipul celei prezentate în figura 3.

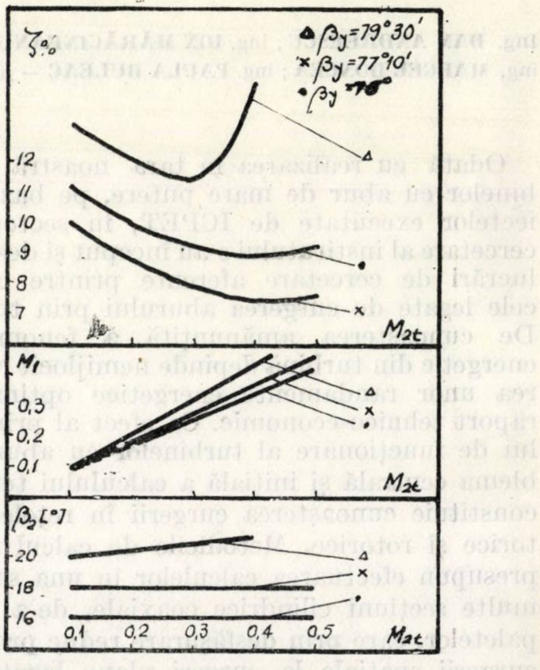


Fig. 3. Caracteristici funcționale ridicate experimental pentru o rețea rotorică $\bar{t} = 0{,}802$; $\beta_1 = 24°$; M_1 — numărul Mach în amonte; M_{2t} — numărul Mach în aval.

Capul de lucru al standului experimental subsonic din ICPET este prezentat în figura 4.

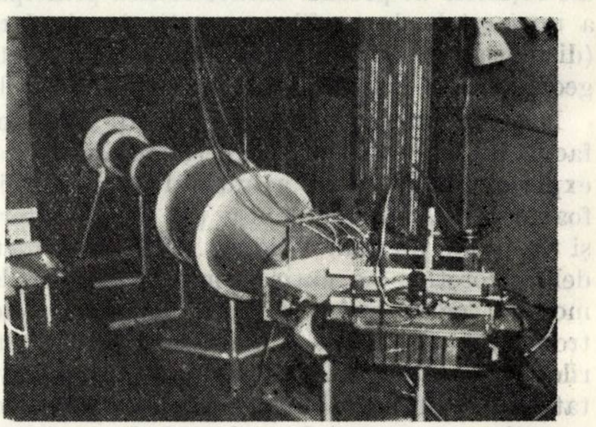


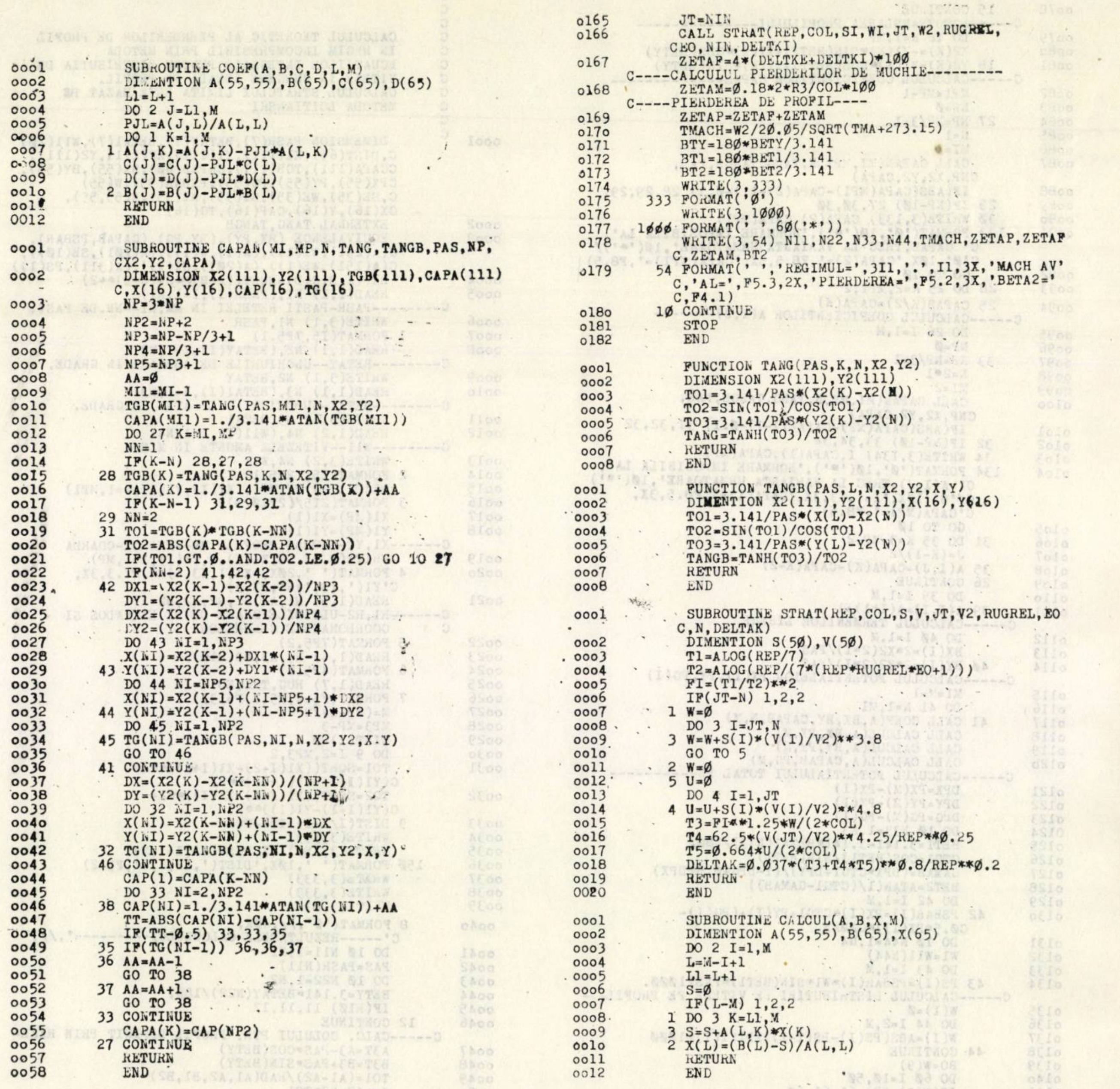
Fig. 4. Capul de lucru al standului experimental subsonic.

2. Calculul teoretic al pierderilor de profil

Calculul pierderilor de profil pe cale teoretică presupune parcurgerea a două etape distincte :

— Determinarea distribuției de viteze pe profil pentru o curgere ideală.

```
C
C
C
C       CALCULUL TEORETIC AL PIERDERILOR DE PROFIL
C       IN REGIM INCOMPRESIBIL PRIN METODA
C       ECUATIILOR INTEGRALE PENTRU DISTRIBUTIA DE
C       VITEZE IN CURGERE IDEALA PE PROFIL.
C       CALCULUL STRATULUI LIMITA ESTE BAZAT PE
C       METODA LOITIANSKI
C
C
        DIMENSION PASR(7),BETAY(7),BETA1(7),W11(20)
       C,DIST(65),X1(111),Y1(111),X2(111),Y2(111),
       CCAPA(111),TGB(111),CAPAB(60),BX(55),BY(55),
       CPX(55),PY(55),PG(55),PSBAR(55),W(55)
       C,SE(35),WE(35),SI(35),WI(35),A(55,55),
       CX(16),Y(16),CAP(16),TG(16)
        EXTERNAL TANG,TANGB
        EQUIVALENCE (BX,PY),(BY,PG),(CAPAB,PSBAR),
       C(A(251),WI(1)),(A(1),W(1)),(A(101),SE(10)),
       C(A(151),WE(1)),(A(201),SI(1)),(A(311),PS(1))
        RAD(A,B,C,D)=SQRT((A-B)**2+(C-D)**2)
        READ(1,1) N1,(PASR(I),I=1,N1)
C---------PASR-PASII RETELEI IN MM,N1--NR.DE PASI.
        WRITE(3,1) N1,PASR
      1 FORMAT(I5,7F5.1)
        READ(1,1) N2,(BETAY(I),I=1,N2)
C---------BETAY--UNGHIURILE DE ASEZARE IN GRADE.
        WRITE(3,1) N2,BETAY
        READ(1,1) N3,(BETA1(I),I=1,N3)
C---------BETA1--UNGHIURILE DE ATAC IN GRADE.
        WRITE(3,1) N3,BETA1
        READ(1,2) N4,(W11(I),I=1,N4)
C---------W11--VITEZELE AMONTE IN M/S.
        WRITE(3,2) N4,W11
      2 FORMAT(I5,12F5.1)
        READ(1,3) MP,MP1,(X1(I),Y1(I),I=1,MP1)
      3 FORMAT(2I5/(2F10.5))
        X1(MP)=X1(1)
        Y1(MP)=Y1(1)
C-------X1,Y1--COORD.PROFIL. MM--AXA OX-COARDA
        WRITE(3,4) (I,X1(I),I,Y1(I),I=1,MP)
      4 FORMAT(' ',20X,'X1(',I3,')=',F7.3,3X,
       C'Y1(',I3,')=',F7.3)
        READ(1,5) R1,A1,B1,R2,A2,B2
C-------R1,R2-ULTIMILE 2RAZE DE PE EXTRADOS SI
C       COORDONATELE CENTRELOR
      5 FORMAT(7F5.2)
        READ(1,6) R3,A3,B3,R10
      6 FORMAT(4F5.2)
        READ(1,7) RUG,TMA,EO
      7 FORMAT(F5.4,F5.1,F5.3)
        M=(MP-1)/2
        MP3=MP-3
        DIST(1)=0
        DO 9 I=2,MP3,2
        TO1=SQRT((X1(I+2)-X1(I+1))**2+
       C(Y1(I+2)-Y1(I+1))**2)
        TO2=SQRT((X1(I+1)-X1(I))**2+
       C(Y1(I+1)-Y1(I))**2)
      9 DIST(I/2+1)=TO1+TO2
        WRITE(3,333)
        WRITE(3,150) (I,DIST(I),I=1,M)
    150 FORMAT(' ',10X,'DIST(',12,')=',F5.2)
        WRITE(3,333)
        WRITE(3,333)
        WRITE(3,8)
      8 FORMAT('0',//,40X,
       C'-----REZULTATELE CALCULULUI-----------',//)
        DO 10 N11=1,N1
        PAS=PASR(N11)
        DO 10 N22=1,N2
        BETY=3.141*BETAY(N22)/180,
        IF(R10) 11,11,12
     12 CONTINUE
C-----CALC. COLULUI PTR. PROFIL DEFINIT PRIN RAZE-
        A3T=A3-PAS*COS(BETY)
        B3T=B3+PAS*SIN(BETY)
        TO1=(A1-A2)/RAD(A1,A2,B1,B2)
        XR=A2+R2*TO1
        TO2=RAD(A3T,A1,B3T,B1)
        TO3=(A3T-A1)/TO2
        XA=A1+R1*TO3
        IF(XA-XR) 13,13,14
     13 COL=TO2-R1-R3
        GO TO 15
     14 TO4=RAD(A3T,A2,B3T,B2)
        COL=TO4-R2-R3
        GO TO 15
     11 CONTINUE
C-----CALC. COLULUI PTR. PROFIL DAT PRIN PUNCTE-
        A3T=A3-PAS*COS(BETY)
        B3T=B3+PAS*SIN(BETY)
        I=9
     16 I=I+1
        A11=2*(X1(I+1)-X1(I))
        B11=2*(Y1(I+1)-Y1(I))
        C11=X1(I+1)**2-X1(I)**2+Y1(I+1)**2-Y1(I)**2
        A12=2*(X1(I+2)-X1(I))
        B12=2*(Y1(I+2)-Y1(I))
        C12=X1(I+2)**2-X1(I)**2+Y1(I+2)**2-Y1(I)**2
        A1=(C11*B12-B11*C12)/(A11*B12-B11*A12)
        B1=(A11*C12-C11*A12)/(A11*B12-B11*A12)
        R1=SQRT((X1(I)-A1)**2+(Y1(I)-B1)**2)
        TO5=RAD(A3T,A1,B3T,B1)
        XA=A1+R1*(A3T-A1)/TO5
        IF(XA-X13) 16,16,17
     17 COL=TO5-R1-R3
     15 CONTINUE
C-----ROTOTRANSLAREA PROFILULUI---------------
        DO 18 K=1,MP
        X2(K)=-Y1(K)*SIN(BETY)+X1(K)*COS(BETY)
     18 Y2(K)=Y1(K)*COS(BETY)+X1(K)*SIN(BETY)
C-----CALCULUL COEFICIENTILOR CAPAB--------------
        MP1=MP-1
        NP=0
     27 NP=NP/3+1
        N=1
        MI=1
        CALL CAPAN(MI,MP1,N,TANG,TANGB,PAS,
       CNP,X2,Y2,CAPA)
        IF(ABS(CAPA(MP1)-CAPA(2)-1.)-0.3) 28,29,29
     29 IF(NP-10) 27,30,30
     30 WRITE(3,133) CAPA(2),CAPA(MP1)
    133 FORMAT('0',10('*'),'NORMARE IMPOSIBILA LA',
       C' CAPAB,TREC LA VARIANTA URMATOARE',10('*')/
       C'0',10X,'CAPA(2)=',F8.5,5X,'CAPA(MP1)=',F8.5)
        GO TO 10
     28 DO 25 K=2,MP1,2
     25 CAPAB(K/2)=CAPA(K)
C-----CALCULUL COEFICIENTILOR A(I,J)-------
        DO 26 I=1,M
        NP=0
     33 NP=NP/3+1
        N=2*I
        MI=2
        CALL CAPAN(MI,MP,N,TANG,TANGB,PAS,
       CNP,X2,Y2,CAPA)
        IF(ABS(CAPA(MP)-CAPA(1)-1)-0.1) 31,32,32
     32 IF(NP-10) 33,34,34
     34 WRITE(3,134) I,CAPA(1),CAPA(MP)
    134 FORMAT('0',10('*'),'NORMARE IMPOSIBILA LA',
       C' A(I,J),TREC LA VARIANTA URMATOARE',10('*')
       C/'0',10X,'I=',I3,3X,'CAPA(1)=',F8.5,3X,
       C'CAPA(MP)=',F8.5)
        GO TO 10
     31 DO 35 K=3,MP,2
        J=(K-1)/2
     35 A(I,J)=CAPA(K)-CAPA(K-2)
     26 CONTINUE
        DO 39 I=1,M
     39 A(I,I)=A(I+1)+1
C-----CALCULUL TERMENILOR LIBERI
        DO 40 I=1,M
        BX(I)=2*X2(2*I)/PAS
     40 BY(I)=2*Y2(2*I)/PAS
C-----CALCULUL POTENTIALELOR PX(I),PY,PG(I)
        M1=M-1
        DO 41 N=1,M1
     41 CALL COEF(A,BX,BY,CAPAB,N,M)
        CALL CALCUL(A,BX,PX,M)
        CALL CALCUL(A,BY,PY,M)
        CALL CALCUL(A,CAPAB,PG,M)
C-----CALCULUL POTENTIALULUI TOTAL PS-----------
        DPX=PX(M)-PX(1)
        DPY=PY(M)-PY(1)
        DPG=PG(M)-PG(1)
        DO 10 N33=1,N3
        BET1=3.141-3.141*BETA1(N33)/180.
        CTG1=COS(BET1)/SIN(BET1)
        GAMAB=(DPX*CTG1+DPY)/(1-DPG+0.5*DPX)
        BET2=ATAN(1/(CTG1-GAMAB))
        DO 42 I=1,M
     42 PSBAR(I)=PX(I)*CTG1+PY(I)+(PG(I)-
       C0.5*PX(I))*GAMAB
        DO 10 N44=1,N4
        W1=W11(N44)
        DO 43 I=1,M
     43 PS(I)=PSBAR(I)*W1*SIN(BET1)*PAS/1000.
C-----CALCULUL DISTRIBUTIEI DE VITEZE PE PROFIL---
        W(1)=0
        DO 44 I=2,M
        W(I)=ABS(PS(I)-PS(I-1))/DIST(I)*1000
     44 CONTINUE
        BO=W(9)
        DO 60 I=10,50
        IF(W(I)-BO) 61,61,60
     61 BO=W(I)
        IFR=I
     60 CONTINUE
C-----REPARTIZ VITEZ.SI INTERVALELOR PE EXT.SI INT
        DO 45 I=1,IFR
        SE(I)=DIST(IFR-I+1)
     45 WE(I)=W(IFR-I+1)
        IFR1=IFR+1
        DO 46 I=IFR1,M
        SI(I-IFR1+1)=DIST(I)
     46 WI(I-IFR1+1)=W(I)
        NIN=M-IFR
C-----DETERMINAREA PUNCT DE TRANZITIE JT DE PE EXT.
        I=0
     49 I=I+1
        IF(WE(I+1)-WE(I)) 47,48,48
     48 IF(I-IFR) 49,47,47
     47 JT=I
C-----DETERMINAREA MARIM. NECESARE PTR.STR.LIMITA
        NEX=IFR
        VISCIN=(0.013*TMA+1.15)/100000.
        W2=W1*SIN(BET1)/SIN(BET2)
        REP=2*COL/1000.*W2/VISCIN
        RUGREL=RUG/(2*COL)
        JT1=JT
C----CALCULUL PIERDERII DE PROFIL--------
C----CALCULUL PIERDERII PRIN FRECARE PE PROFIL--
        CALL STRAT(REP,COL,SE,WE,JT,W2,RUGREL,
       CEO,NEX,DELTKE)
```



```
      SUBROUTINE COEF(A,B,C,D,L,M)
      DIMENTION A(55,55),B(65),C(65),D(65)
      L1=L+1
      DO 2 J=L1,M
      PJL=A(J,L)/A(L,L)
      DO 1 K=1,M
    1 A(J,K)=A(J,K)-PJL*A(L,K)
      C(J)=C(J)-PJL*C(L)
      D(J)=D(J)-PJL*D(L)
    2 B(J)=B(J)-PJL*B(L)
      RETURN
      END

      SUBROUTINE CAPAN(MI,MP,N,TANG,TANGB,PAS,NP,
     CX2,Y2,CAPA)
      DIMENSION X2(111),Y2(111),TGB(111),CAPA(111)
     C,X(16),Y(16),CAP(16),TG(16)
      NP=3*NP
      NP2=NP+2
      NP3=NP-NP/3+1
      NP4=NP/3+1
      NP5=NP3+1
      AA=0
      MI1=MI-1
      TGB(MI1)=TANG(PAS,MI1,N,X2,Y2)
      CAPA(MI1)=1./3.141*ATAN(TGB(MI1))
      DO 27 K=MI,MP
      NN=1
      IF(K-N) 28,27,28
   28 TGB(K)=TANG(PAS,K,N,X2,Y2)
      CAPA(K)=1./3.141*ATAN(TGB(K))+AA
      IF(K-N-1) 31,29,31
   29 NN=2
   31 TO1=TGB(K)*TGB(K-NN)
      TO2=ABS(CAPA(K)-CAPA(K-NN))
      IF(TO1.GT.0..AND.TO2.LE.0.25) GO TO 27
      IF(NN-2) 41,42,42
   42 DX1=(X2(K-1)-X2(K-2))/NP3
      DY1=(Y2(K-1)-Y2(K-2))/NP3
      DX2=(X2(K)-X2(K-1))/NP4
      DY2=(Y2(K)-Y2(K-1))/NP4
      DO 43 NI=1,NP3
      X(NI)=X2(K-2)+DX1*(NI-1)
   43 Y(NI)=Y2(K-2)+DY1*(NI-1)
      DO 44 NI=NP5,NP2
      X(NI)=X2(K-1)+(NI-NP5+1)*DX2
   44 Y(NI)=Y2(K-1)+(NI-NP5+1)*DY2
      DO 45 NI=1,NP2
   45 TG(NI)=TANGB(PAS,NI,N,X2,Y2,X.Y)
      GO TO 46
   41 CONTINUE
      DX=(X2(K)-X2(K-NN))/(NP+1)
      DY=(Y2(K)-Y2(K-NN))/(NP+1)
      DO 32 NI=1,NP2
      X(NI)=X2(K-NN)+(NI-1)*DX
      Y(NI)=Y2(K-NN)+(NI-1)*DY
   32 TG(NI)=TANGB(PAS,NI,N,X2,Y2,X,Y)
   46 CONTINUE
      CAP(1)=CAPA(K-NN)
      DO 33 NI=2,NP2
   38 CAP(NI)=1./3.141*ATAN(TG(NI))+AA
      TT=ABS(CAP(NI)-CAP(NI-1))
      IF(TT-0.5) 33,33,35
   35 IF(TG(NI-1)) 36,36,37
   36 AA=AA-1
      GO TO 38
   37 AA=AA+1
      GO TO 38
   33 CONTINUE
      CAPA(K)=CAP(NP2)
   27 CONTINUE
      RETURN
      END
```

```
      JT=NIN
      CALL STRAT(REP,COL,SI,WI,JT,W2,RUGREL,
     CEO,NIN,DELTKI)
      ZETAF=4*(DELTKE+DELTKI)*100
C----CALCULUL PIERDERILOR DE MUCHIE---------
      ZETAM=0.18*2*R3/COL*100
C----PIERDEREA DE PROFIL----
      ZETAP=ZETAF+ZETAM
      TMACH=W2/20.05/SQRT(TMA+273.15)
      BTY=180*BETY/3.141
      BT1=180*BET1/3.141
      BT2=180*BET2/3.141
      WRITE(3,333)
  333 FORMAT('0')
      WRITE(3,1000)
 1000 FORMAT(' ',60('*'))
      WRITE(3,54) N11,N22,N33,N44,TMACH,ZETAP,ZETAF
     C,ZETAM,BT2
   54 FORMAT(' ','REGIMUL=',3I1,'.',I1,3X,'MACH AV'
     C,'AL=',F5.3,2X,'PIERDEREA=',F5.2,3X,'BETA2='
     C,F4.1)
   10 CONTINUE
      STOP
      END

      FUNCTION TANG(PAS,K,N,X2,Y2)
      DIMENSION X2(111),Y2(111)
      TO1=3.141/PAS*(X2(K)-X2(N))
      TO2=SIN(TO1)/COS(TO1)
      TO3=3.141/PAS*(Y2(K)-Y2(N))
      TANG=TANH(TO3)/TO2
      RETURN
      END

      FUNCTION TANGB(PAS,L,N,X2,Y2,X,Y)
      DIMENTION X2(111),Y2(111),X(16),Y(16)
      TO1=3.141/PAS*(X(L)-X2(N))
      TO2=SIN(TO1)/COS(TO1)
      TO3=3.141/PAS*(Y(L)-Y2(N))
      TANGB=TANH(TO3)/TO2
      RETURN
      END

      SUBROUTINE STRAT(REP,COL,S,V,JT,V2,RUGREL,EO
     C,N,DELTAK)
      DIMENTION S(50),V(50)
      T1=ALOG(REP/7)
      T2=ALOG(REP/(7*(REP*RUGREL*EO+1)))
      FI=(T1/T2)**2
      IF(JT-N) 1,2,2
    1 W=0
      DO 3 I=JT,N
    3 W=W+S(I)*(V(I)/V2)**3.8
      GO TO 5
    2 W=0
    5 U=0
      DO 4 I=1,JT
    4 U=U+S(I)*(V(I)/V2)**4.8
      T3=FI**1.25*W/(2*COL)
      T4=62.5*(V(JT)/V2)**4.25/REP**0.25
      T5=0.664*U/(2*COL)
      DELTAK=0.037*(T3+T4*T5)**0.8/REP**0.2
      RETURN
      END

      SUBROUTINE CALCUL(A,B,X,M)
      DIMENTION A(55,55),B(65),X(65)
      DO 2 I=1,M
      L=M-I+1
      L1=L+1
      S=0
      IF(L-M) 1,2,2
    1 DO 3 K=L1,M
    3 S=S+A(L,K)*X(K)
    2 X(L)=(B(L)-S)/A(L,L)
      RETURN
      END
```

Imprimanta de calculator

— Considerînd apoi curgerea reală vîscoasă, se calculează pe baza distribuţiei de viteză disipaţia de energie în stratul limită de pe profil. Se obţine astfel pierderea de frecare pe profil, care împreună cu pierderea datorită grosimii bordului de fugă, aproximează suficient de bine pierderea de profil în curgere subsonică.

În cadrul cercetărilor teoretice efectuate în ICPET s-a întocmit o metodică (cu mai multe variante) pentru determinarea teoretică a pierderii de profil în domeniul subsonic şi pentru curgeri fără desprinderi a stratului limită. Astfel, pentru calculul distribuţiilor de viteză s-au realizat metodici de calcul avînd la bază :

— metoda ecuaţiilor integrale (în incompresibil) [2];
— metoda singularităţilor (în incompresibil) [1];
— metoda canalului (incompresibil şi compresibil) [5].

Pentru calculul stratului limită s-a întocmit o metodică avînd la bază metoda prof. Loiţianski [3].

Utilizarea acestor metodici ar fi practic imposibilă fără programarea lor pe calculator, în acest sens contribuţia adusă constînd şi în rezolvarea numerică şi în întocmirea programelor pentru calculator. Astfel, se va prezenta în această lucrare listarea unui program în limbaj „FORTRAN”, în care se calculează pierderea de profil în regim incompresibil şi pentru stratul limită, fără desprinderi. În acest program distribuţia de viteze pe profil se calculează prin metoda ecuaţiilor integrale. Deoarece prezentarea acestei metodici depăşeşte cadrul de faţă, se vor menţiona doar dificultăţile care au apărut şi modul lor de rezolvare. Astfel, este foarte importantă stabilirea primului punct de la care se începe rezolvarea ecuaţiilor.

La modificări foarte mici ale acestuia, unghiul β_2 care rezultă ulterior prin calcul variază considerabil. De aceea este necesară o „tarare” iniţială, astfel încît unghiul β_2 să capete valoarea $\beta_2 = \arcsin a/t$. O altă dificultate care apare o constituie normarea nucleului ecuaţiei integrale. Soluţia propusă în [2] este greoaie şi negenerală. De aceea, ca o contribuţie la această metodică s-a imaginat un alt procedeu de normare mult mai simplu ca principiu. Normarea apare în program prin intermediul subprogramului „CAPAN”.

Pentru calculul disipaţiilor de energie este utilizată expresia finală [7], unde δ^{**} este grosimea deficitului de impuls :

$$\bar{\delta}^{**} = \frac{\delta^{**}}{2a} = \frac{0{,}037}{Re^{0{,}2}}\left[\int_{\bar{x}_t}^{\bar{x}} \varphi^1 \cdot \bar{W}^{3{,}8}\, d\bar{x} + \bar{c}\right]^{0{,}8}$$

unde : $\bar{c} = \frac{c}{2a} = 62{,}5 \cdot \delta_l^{**1{,}25} \cdot Re^{0{,}25} \cdot \bar{W}_l^{4.25}$

$$\delta_l^{**} = \frac{\delta_l^{**}}{2a} = \frac{0{,}664}{Re^{0{,}5}}\left[\int_0^{\bar{x}_t} \bar{W}^{4{,}8} \cdot d\bar{x}\right]^{0{,}5}$$

a = colul reţelei ; $Re = \frac{2a \cdot w_2}{\nu}$; $\bar{x} = \frac{x}{2a}$ coordonata curentă începînd de la punctul de stagnare amonte ;

φ = coeficient care introduce influenţa turbulenţei curentului exterior (Eo) şi a rugozităţii relative $\left(\bar{r} = \frac{r}{2a}\right)$ şi are următoarea expresie :

$$\varphi = \left(\lg\frac{Re}{7}\right)^2 \cdot \left[\lg\frac{Re}{7\,(Re \cdot r \cdot Eo + 1}\right]^{-2}$$

$\bar{W}(x) = \frac{W(x)}{2q}$, viteza de-a lungul frontierei libere a stratului limită.

Indicii l şi t înseamnă laminar şi respectiv turbulent. Tranziţia de la regimul laminar la cel turbulent se consideră (fără a face o eroare semnificativă) ca petrecîndu-se în primul punct de viteză maximă începînd de la bordul de atac.

Coeficientul ξ_f în stratul limită se calculează cu relaţia $\xi_f = \frac{\delta^{**}}{2a}$, unde $\delta^{**} = \delta^{**}_{int} + \delta^{**}_{ext}$ este suma grosimilor deficitului de impuls de pe intradosul şi extradosul profilului.

Pentru pierderea de muchie este utilizată relaţia :

$\xi_m = 0{,}18\ s/a$, unde s este grosimea muchiei paletei.

În final pierderea de profil se calculează cu $\xi = \xi_f + \xi_m$

În programul de calcul coordonatele profilului se introduc în sistemul xoy, unde ox coincide cu coarda, iar oy este tangentă la bordul de atac. Alte precizări privind utilizarea programului sînt făcute prin comentariile din cuprinsul acestuia.

3. Concluzii

În figura 5 sînt date comparativ rezultatele experimentale şi cele calculate teoretic, cu programul arătat, pentru cîteva regimuri de funcţionare ale unei reţele rotorice.

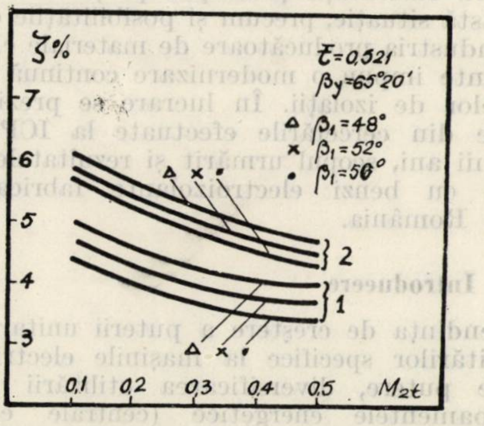


Fig. 5. Comparaţie între valorile măsurate (1) şi cele calculate (2) pentru o reţea rotorică.

Se constată o foarte bună concordanţă a rezultatelor sub raportul alurei şi a tendinţei de variaţie a pierderilor. Pierderile teoretice apar ca o translatare spre valori mai mari ale pierderilor experimentale şi în consecinţă printr-un coeficient de corecţie pot fi făcute să se suprapună cu o precizie mulţumitoare. Experimentînd deci parţial o reţea de palete, restul rezultatelor necesare se pot completa prin calcul teoretic. Elaborarea metodicilor teoretice de calcul menţionate a permis astfel creşterea deosebită a eficienţei economice a cercetărilor pe reţele de palete în ICPET prin îmbinarea preciziei experimentărilor cu rapiditatea şi cu costul scăzut al calculelor teoretice.

BIBLIOGRAFIE

1. *Imbach, H.E.* – Die Berechnung der Kompressiblen, reibungsfreien Underschallströmung durch räumlische Gitter aus Schaufeln auch grosser Dicke und starker Wolbung. Disertation. E.T. H. Zurich, 1964.
2. *Jukovski, M.I.* — Aerodinamiceski rascet potoca v osevîh turbomaşinah. Izd. ,,Maşinostroienie''. Leningrad, 1967.
3. *Loiţianski, L.G.* — Mehanica jidkosti i gaza. Izd. ,,Nauka''. Moskva 1970.
4. *Schlichting, H.* — Boundary Layer Theory. McGrow-Hill. New-York, 1968.
5. *Sersliuk, A.M.* — Rascet tecenii v elementah turbomaşin. Izd. ,,Maşinostroienie''. Moskva 1967.
6. *Zidaru, G.* — Hidrodinamica reţelelor de profile-Curs. I.P.B.—1974.
7. *Proskuriakov, G.V.* — Rascet poteri trenia v osevix turbinax. Energomaşinostroenie, nr. 3, 1969.

CZ: 621.3.027.3

Utilizarea benzilor electroizolante din producţia indigenă la sistemele de izolaţie pentru maşinile de mare putere proiectate de ICPET–Bucureşti

P. HAY; G. CURIAC; A. IACOB; S. DUDULEANU; P. SABĂU – ICPET–Bucureşti

La maşinile electrice de mare putere izolaţia continuă să aibă o influenţă considerabilă asupra fiabilităţii şi asupra preţului de cost. Această situaţie, precum şi posibilităţile oferite de industria producătoare de materiale electroizolante impun o modernizare continuă a sistemelor de izolaţii. În lucrare se prezintă o parte din cercetările efectuate la ICPET în ultimii ani, scopul urmărit şi rezultatele obţinute cu benzi electroizolante fabricate în R.S. România.

1. Introducere

Tendinţa de creştere a puterii unitare şi a solicitărilor specifice la maşinile electrice de mare putere, diversificarea utilizării lor la echipamentele energetice (centrale electronucleare) şi utilajele tehnologice (linii de ciment, laminoare ş.a.), impun cerinţe din ce în ce mai severe sistemelor de izolaţie. Cu toate succesele obţinute prin utilizarea unor materiale moderne şi a unor tehnologii ,,puse la punct'', izolaţia maşinilor electrice de mare putere continuă să rămînă, în raport cu celelalte părţi ale maşinii, un element cu un preţ de cost relativ ridicat şi o fiabilitate relativ redusă. Eforturile de cercetare depuse de marile unităţi constructoare de maşini electrice au condus la elaborarea unor sisteme de izolaţie îmbunătăţite, protejate de obicei prin brevete. Pentru maşini cu puteri unitare de ordinul sutelor de MW şi tensiuni nominale de 20–30kV, pe scară mondială, se cunosc numai un număr foarte redus de astfel de sisteme.

ICPET, începîndu-şi activitatea prin asimilarea turbogeneratorului de 330 MW la 24 kV, a utilizat de la început sistemul de izolaţie ,,Isotenax''. Odată cu diversificarea producţiei de turbogeneratoare, cu asimilarea unor tipuri de noi maşini pentru linii de ciment, pompe ş.a., a fost necesară utilizarea altor sisteme de izolaţie, cu caracteristici adecvate. Atenţia s-a îndreptat asupra unor materiale produse în ţară şi a unor procedee compatibile cu utilajele tehnologice existente în întreprinderea unde urmau să fie realizate maşinile respective. În prima etapă scopul cercetărilor a fost realizarea unui sistem de izolaţie cu partea frontală a bobinelor relativ elastică şi cu proprietăţi mecanice, termice şi electrice satisfăcătoare, accentul punîndu-se pe proprietăţile mecanice.

2. Benzile utilizate

Pentru partea din crestătură a fost utilizată o bandă preimpregnată compusă din hîrtie de mică, ţesătură de sticlă şi răşină epoxidică, iar pentru partea frontală o bandă preimpregnată compusă din hîrtie de mică, ţesătură de sticlă şi un elastomer siliconic, ambele benzi fabricate curent de Întreprinderea de cabluri şi materiale electrice — Bucureşti.

3. Incercările efectuate

3.1. Incercările efectuate asupra materialelor în stare de livrare. Cele mai însemnate din aceste încercări au fost :

- determinarea compoziţiei ;
- determinarea gradului de polimerizare ;
- determinarea caracteristicilor electrice ;
- determinarea caracteristicilor mecanice.

Scopul lor a fost obţinerea unor informaţii atît asupra valorilor absolute cît şi asupra constanţei caracteristicilor, respectiv asupra uniformităţii materialelor. Pentru realizarea unor sisteme de izolaţie cu caracteristici superioare, uniformitatea proprietăţilor materialelor este o necesitate esenţială. Rezultatele încercărilor arată că valorile medii ale caracteristicilor determinate sînt comparabile cu cele ale unor produse similare din străinătate ; în tabelul 1 este dată dispersia rezultatelor încercărilor.

Tabelul 1

Proprietăţile măsurate ale benzilor

Tipul benzii	Dispersia [%]	
	Conţinut mica	Conţinut liant
epoxidică RSR	6,65	26,60
siliconică RSR	3,90	24,05
epoxidică ISOLA	3,03	5,53

3.2. *Încercările efectuate asupra materialelor tratate.*

Pentru a culege primele informaţii asupra caracteristicilor viitorului sistem de izolaţie, asupra compatibilităţii materialelor şi asupra valorilor parametrilor tehnologici, s-au executat o serie de încercări asupra materialelor supuse acţiunii unor factori tehnologici. De exemplu, caracteristicile de polimerizare ale epruvetelor plane realizate din benzile de mică încercate sînt prezentate în figura 1. Forma epruvetelor şi metodica de experimentare au fost condiţionate de instalaţia de măsură, care a permis ridicarea caracteristicilor materialelor într-o gamă largă de temperaturi (fig. 2).

În tabelul 2 se prezintă rezultatele principalelor încercări efectuate asupra cîtorva dintre benzile şi foliile electroizolante încercate, încercări care au permis stabilirea, în primă aproximaţie, a regimului tehnologic care a fost aplicat la execuţia barelor-machetă, la scara 1 : 1.

3.3. *Incercările efectuate asupra machetelor.* Pentru definitivarea tehnologiei de realizare a barelor statorice s-au executat loturi experimentale la scara 1: 1, chiar pe utilajele folosite la producţia de serie a barelor statorice.

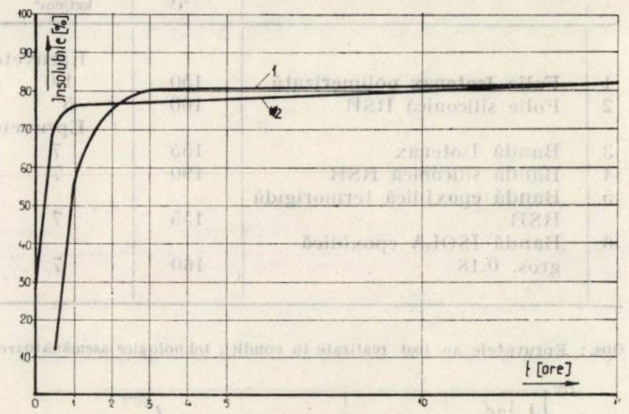


Fig. 1 — Caracteristicile de polimerizare ale benzilor utilizate la realizarea izolaţiei prezentate : 1 — bandă epoxidică termorigidă ; 2 — bandă siliconică.

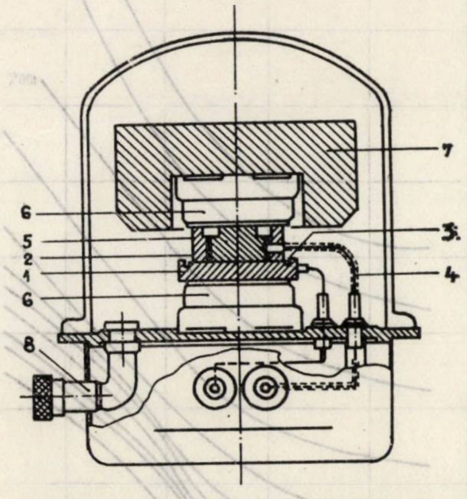


Fig. 2. — Condensatorul — dispozitiv adaptat la instalaţia pentru măsurarea proprietăţilor dielectrice ale izolaţiilor.

1. Electrod de înaltă tensiune cu sondă pentru măsurarea temperaturii ; 2. electrod de măsură cu sondă de temperatură, 3. materialul încercat ; 4. conexiunea electrodului de măsură ; 5. inelul de gardă ; 6. încălzitorul ; 7. greutăţile de presare ; 8. Conexiunea la pompa de vid.

Urmărind periodic variaţia unor criterii de natură diferită chiar în timpul executării fazelor procesului tehnologic s-a putut obţine confirmarea încheierii procesului de polimerizare al izolaţiei. În cele ce urmează se trec în revistă principalele caracteristici ale noii izolaţii realizate de ICPET. Astfel, pentru porţiunea termorigidă a izolaţiei variaţia tangentei unghiului de pierderi dielectrice în funcţie de tensiune pentru diferite temperaturi este dată în figura 3. De remarcat că pragul de ionizare apare la valori superioare cîmpului nominal ($E_N = 2{,}7$ kV/mm). În figura 4 se arată variaţia tangentei unghiului de pierderi dielectrice în funcţie de temperatură. Datele obţinute sînt comparabile cu cele din literatura de specialitate [1].

Tabelul 2

Proprietățile epruvetelor realizate din diferite folii și benzi izolante

Nr. crt.	Materialul	Regimul de polimerizare			Grosimea epruvetei	$\text{tg}\,\delta_{25°C}^{2kV/mm}$	E_{str} 20°C	ε_r 20°C
		Temperatura	Presiune	Timp				
		°C	kgf/cm²	ore	mm		kV/mm	
				Epruvete din fotolii				
1	Folie Isotenax polimerizată	150	1,0	3	0,25	0,004	40	4,2
2	Folie siliconică RSR	160	5	1	0,42	—	29	
				Epruvete din benzi				
3	Bandă Isotenax	155	7	8	0,8	0,02	24,7	
4	Bandă siliconică RSR	190	7	8	0,47	0,031	24,7	6
5	Bandă epoxidică termorigidă RSR	155	7	8	0,45	0,016	55	
6	Bandă ISOLA epoxidică gros. 0,18	160	7	2	0,4	0,007	80	5

Obs.: Epruvetele au fost realizate în condiții tehnologice asemănătoare

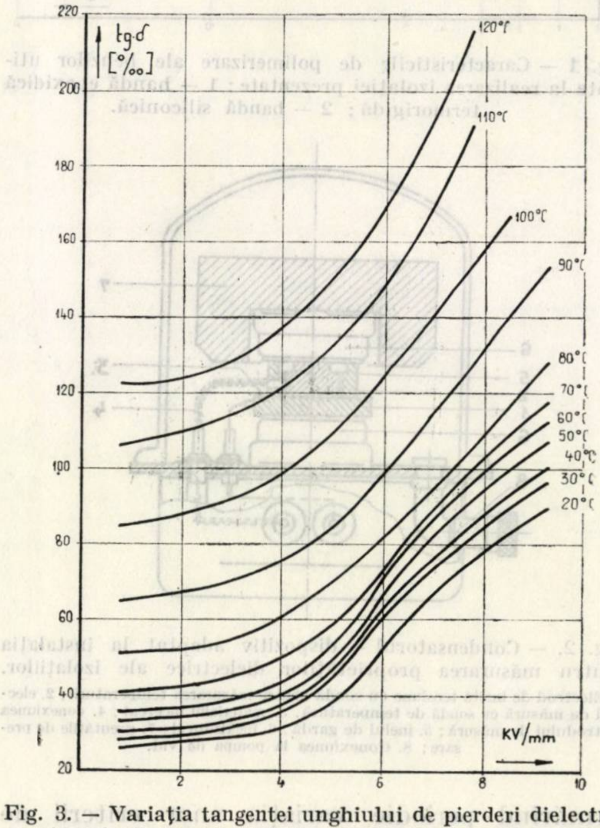


Fig. 3. — Variația tangentei unghiului de pierderi dielectrice cu cîmpul electric, la diferite temperaturi, pentru izolația părții drepte ($E_N = 2{,}7$ kV/mm).

Figura 5 indică variația capacității epruvetelor în funcție de tensiune, la diferite temperaturi, iar în figura 6 se poate observa variația permitivității relative în funcție de tensiunea aplicată.

Tensiunile de încercare la frecvența industrială s-au aplicat ambelor tipuri de izolație, precum și zonelor de îmbinare ale acestora [2]. Pentru izolația porțiunii din crestătură rigiditatea dielectrică pentru durata de expunere de un minut este de 20,7 kV/mm, pentru cea a părții frontale de 16,9 kV/mm, iar pentru zona îmbinării de 18,5 kV/mm.

În ce privește proprietățile mecanice, s-au realizat încercări la tracțiune pe epruvete prelevate din izolația machetelor (în lungul acestora).

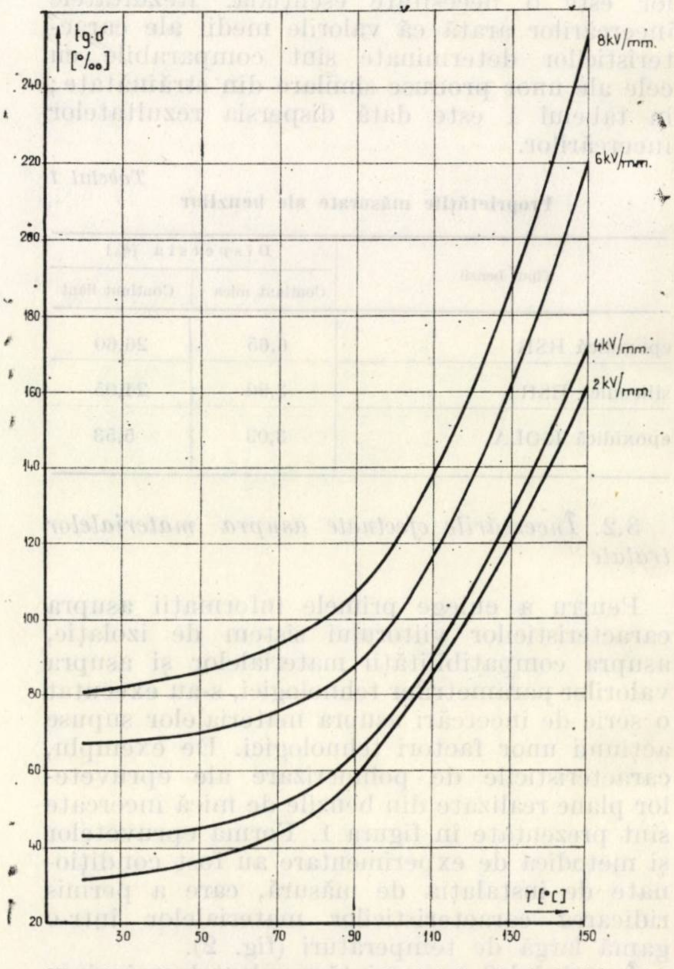


Fig. 4. — Variația tangentei unghiului de pierderi dielectrice cu temperatura pentru izolația părții drepte.

De asemenea, s-au executat încercări de încovoiere la diferite temperaturi, putînd determina astfel, conform [3], variația modulului de elasticitate cu temperatura (fig. 7).

În figura 8 se prezintă variaţia rezistenţei de izolaţie şi a tangentei unghiului de pierderi dielectrice în timp, la expunerea zonei îmbinării celor două tipuri de izolaţii (frontală şi de crestătură) la temperatură şi umiditate.

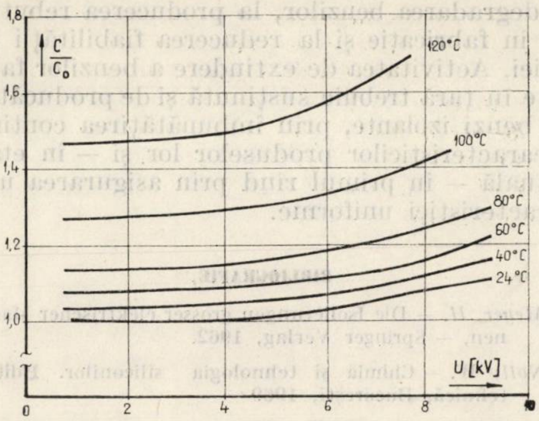


Fig. 5. — Variaţia capacităţii C a barelor — machetă în funcţie de tensiunea aplicată, pentru diferite temperaturi. C_0 — capacitatea barei la temperatura ambiantă.

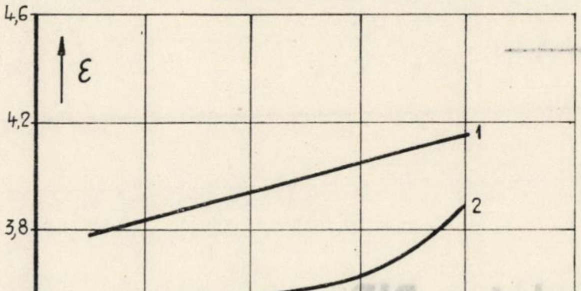


Fig. 6. — Variaţia permitivităţii relative în funcţie de cîmpul electric pentru cele două tipuri de izolaţie : 1 — izolaţia rigidă ; 2 — izolaţia elastică.

Utilizînd benzi de mică din fabricaţia curentă şi un procedeu tehnologic adecvat, în cadrul ICPET s-a realizat sistemul de izolaţie cu carac-

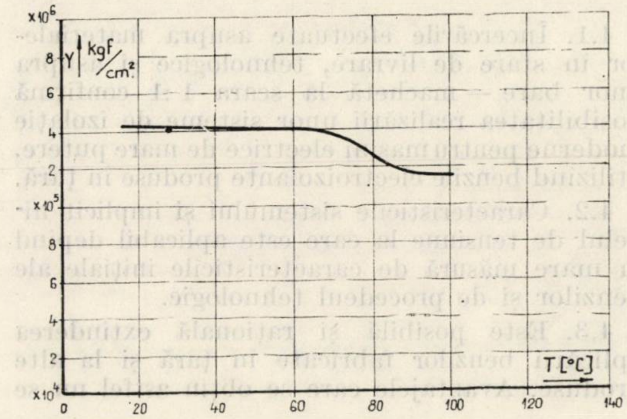


Fig. 7. — Variaţia modulului de elasticitate al izolaţiei termorigide cu temperatura.

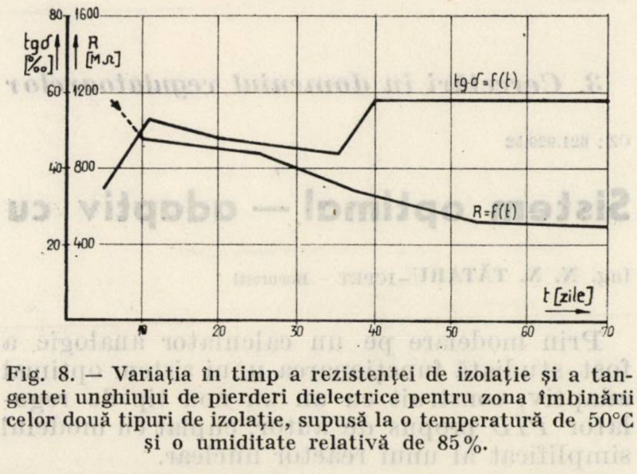


Fig. 8. — Variaţia în timp a rezistenţei de izolaţie şi a tangentei unghiului de pierderi dielectrice pentru zona îmbinării celor două tipuri de izolaţie, supusă la o temperatură de 50°C şi o umiditate relativă de 85 %.

Rezultatele încercărilor efectuate asupra barelor-machetă *Tabelul 3*

Nr. crt.	Caracteristica		Temp. [°C]	U.M.	Tipul benzii		
					Epoxidică	Siliconică	Îmbinare
1	Rigiditatea dielectrică la 50Hz, 1 min.		24	kVef/mm	20,7	16,9	18,
2	Pierderi dielectrice	tg δ_0	24	0/00	27	19	
		Δtgδ 1—4 kV	24	0/00	3,5	5,1	
		tg δ_0	110°	0/00	107	140	
		Δtgδ 1—4 kV	110°	0/00	9	41	
3	Permitivitate relativă		24°	—	3,85	3,96	
			110°	—	5,3	5,1	
4	Rezistenţa la rupere.		24	N/m²	6610.10⁴	—	
5	Modul de elasticitate		24°	N/m²	4,12.10¹⁰	—	

teristicile din tabelul 3, rezultatele avînd aplicaţie imediată la motoarele de acţionare ale liniilor de ciment.

4. Concluzii

4.1. Încercările efectuate asupra materialelor în stare de livrare, tehnologice şi asupra unor bare — machetă la scara 1 :1 confirmă posibilitatea realizării unor sisteme de izolaţie moderne pentru maşini electrice de mare putere, utilizînd benzile electroizolante produse în ţară.

4.2. Caracteristicile sistemului şi implicit nivelul de tensiune la care este aplicabil depind în mare măsură de caracteristicile iniţiale ale benzilor şi de procedeul tehnologic.

4.3. Este posibilă şi raţională extinderea aplicării benzilor fabricate în ţară şi la alte produse. Avantajele care se obţin astfel nu se limitează numai la economii valutare ci şi la eliminarea unei perioade de transport şi de stocare greu contractabile, care pot contribui la degradarea benzilor, la producerea rebuturilor în fabricaţie şi la reducerea fiabilităţii izolaţiei. Activitatea de extindere a benzilor fabricate în ţară trebuie susţinută şi de producătorii de benzi izolante, prin îmbunătăţirea continuă a caracteristicilor produselor lor şi — în etapa actuală — în primul rînd prin asigurarea unor caracteristici uniforme.

BIBLIOGRAFIE

1. *Meyer, H.* — Die Isolierungen grosser elektrischer Maschinen, — Springer Verlag, 1962.

2. *Noll, W.* — Chimia şi tehnologia siliconilor. Editura, tehnică, Bucureşti, 1969

3 * * * Lucrările ICPET, 1973.

4 * * * Fişele tehnice ale materialelor utilizate.

---

3. *Cercetări în domeniul regulatoarelor*

CZ ; 621.929.52

Sistem optimal — adaptiv cu regulator PID

Ing. N. N. TĂTARU–ICPET – Bucureşti

Prin modelare pe un calculator analogic a fost studiată funcţionarea unui sistem optimal adaptiv, construit cu un un nou tip de regulator *PID* propus de autor, cuplat cu modelul simplificat al unui reactor nuclear.

1. Introducere

Sistemele automate optimal-adaptive sînt acele sisteme care realizează o modificare automată, fie a parametrilor regulatorului, fie a semnalelor emise de acesta, în scopul asigurării unei funcţionări optime (caracterizată de valoarea extremă a unui indice de performanţă), în condiţiile unor variaţii imprevizibile, ori ale procesului tehnologic, ori ale unor semnale externe (semnale de intrare sau perturbaţii). În comparaţie cu sistemele automate optimale care necesită informaţii apriorice complete la sistemele optimal-adaptive se realizează optimizarea şi apoi adaptarea în situaţia în care există un anumit grad de incertitudine, fie asupra caracteristicilor dinamice ale obiectului automatizat, fie asupra semnalelor externe, incertitudine ce trebuie înlăturată prin identificarea [1÷5]. Regulatorul din structura unui sistem optimal-adaptiv trebuie să conţină un bloc care să calculeze un anumit indice de performanţă, plecînd de la semnalele de intrare şi ieşire din sistem, şi în baza acestui calcul dispozitivul de optimizare şi adaptare să modifice anumiţi parametri ajustabili ai regulatorului sau să introducă un semnal suplimentar de comandă după o anumită strategie, în scopul menţinerii valorii indicelui de performanţă într-o plajă dată. Într-un sistem optimal-adaptiv există două canale de transmitere a informaţiilor :

— Un canal principal, format din elementul de comparaţie, regulatorul propriu-zis, elementul de execuţie, procesul automatizat (obiectul) şi legătura de reacţie. Acesta lucrează ca un sistem automat cu reacţie obişnuită, care primeşte la intrare mărimea de referinţă şi reglează mărimea de ieşire din sistem.

— Al doilea canal denumit circuit de optimizare şi adaptare şi prin care se transmit informaţiile necesare reajustării parametrilor regulatorului. Acesta are o structură ce diferă de la un caz la altul, în funcţie de indicele de performanţă prestabilit şi de metoda de optimizare şi adaptare preconizată. Circuitul de optimizare şi adaptare poate fi privit el însuşi ca un sistem automat. Reajustarea parametrilor poate fi efectuată fie în baza unor măsurători făcute asupra situaţiilor variabile în care lucrează sistemul, fie în baza măsurătorilor făcute asupra indicelui de performanţă prestabilit, aşa cum se preconizează în această lucrare.

Se menţionează că circuitul de optimizare şi adaptare acţionează numai asupra regulatorului propriu-zis şi nu asupra obiectului, deoarece în sinteza sistemelor automate se consideră că numai regulatorul are o structură ce poate fi variată, pe cînd obiectul se presupune dat, el avînd o funcţie de transfer asupra căreia nu putem acţiona. Modificînd însă funcţia de transfer a regulatorului se modifică în acelaşi timp şi funcţia de transfer a sistemului optimal-adaptiv luat în ansamblu. În mod obişnuit sînt supuşi optimizării şi adaptării următorii parametri ai sistemului : factorul global de amplificare, banda de trecere a sistemului, anumite constante de timp ale regulatorului sau ale circuitelor de corecţie etc.

În cîteva lucrări de cercetare anterioare [6, 7 şi 8] au fost elaborate şi testate pe calculatoare analogice şi hibride schemele de principiu pentru optimizarea şi adaptarea factorului global de amplificare şi a unei constante de timp a circuitului de corecţie al regulatorului, în baza unui indice de performanţă de tip integral. Într-o altă lucrare [9] a fost elaborată şi testată pe calculator analogic schema unui sistem optimal-adaptiv cu regulator PI. În această lucrare se urmăreşte elaborarea schemei unui nou sistem optimal-adaptiv cu regulator PID.

2. Schema bloc a unui sistem optimal-adaptiv cu regulator PID

În figura 1 este dată schema bloc a unui sistem optimal-adaptiv cu regulator PID, care scoate în evidenţă prezenţa celor două canale de transmitere a informaţiei :

— canalul principal format din : elementul de comparaţie (*EC*), regulatorul *PID* în care a fost inclus elementul de execuţie şi în sfîrşit procesul automatizat (*PA*) ;

— canalul format din circuitul de optimizare şi adaptare, care cuprinde : generatorul de tact (*GT*), blocul logic (*BL*), generatorul semnalului de test (*GS*), elementul de calcul al indicelui de performanţă (*IP*), elementul de memorare temporară a indicelui de performanţă (*MT*) şi elementul de modificare a parametrilor supuşi optimizării şi adaptării (*MP*).

Legătura dintre cele două canale se face pe de o parte prin eroarea globală de reglaj ($\bar{\varepsilon}$), iar pe de altă parte prin semnalul de test (s_1) şi prin cele trei semnale de comandă a factorului de amplificare (K_v), a inversului constantei de integrare ($1/T_{iv}$) şi a constantei de derivare (T_{dv}). Schema regulatorului PID a fost astfel concepută încît fiecare din cei trei parametri să fie divizaţi în cîte două componente : una fixată şi a doua variabilă, care este modificată periodic de semnalele primite din circuitul de optimizare şi adaptare (K_v, $1/T_{iv}$ şi T_{dv}).

3. Structura regulatorului optimal-adaptiv

Regulatorul optimal-adaptiv funcţionează după principiul expus în lucrările [6, 7 şi 8]. În rezumat, aplicarea acestui principiu necesită :

— generarea unui semnal de test, de forma unor impulsuri dreptunghiulare, care să se aplice la intrarea sistemului, suprapus semnalului normal de intrare ;

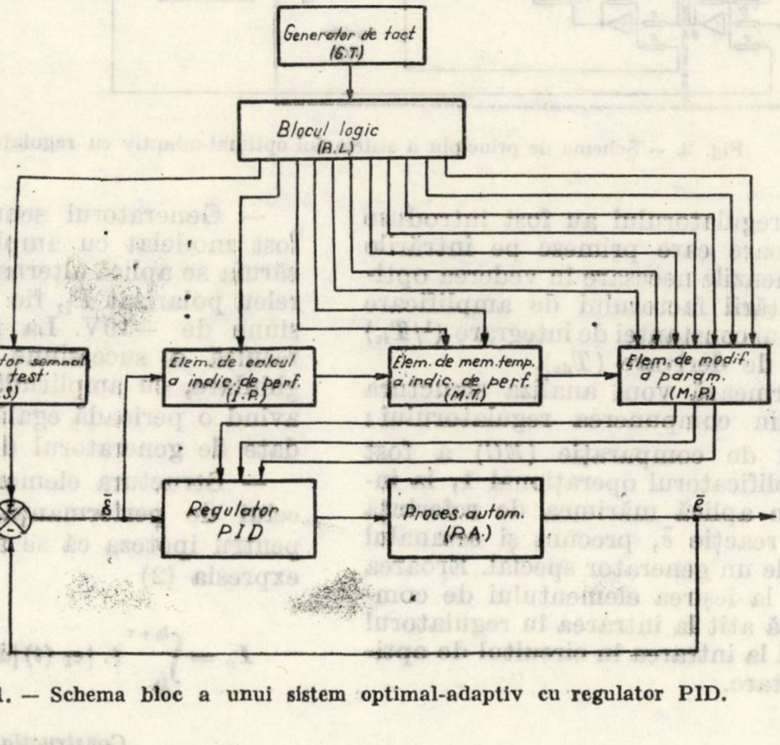

Generator de tact (G.T)
Blocul logic (B.L)
Generator semnal de test (G.S)
Elem. de calcul a indic. de perf. (I.P)
Elem. de mem. temp. a indic. de perf. (M.T)
Elem. de modif. a param. (M.P)
$\bar{i}$
(E.C)
+
−
$\bar{\varepsilon}$
Regulator PID
Proces autom. (P.A)
$\bar{e}$

Fig. 1. — Schema bloc a unui sistem optimal-adaptiv cu regulator PID.

— generarea unei tensiuni, tot de forma unor impulsuri dreptunghiulare cu o perioadă dublă în comparaţie cu semnalul de test, care să comande variaţia cu ΔP a parametrului supus optimizării şi adaptării ;

— generarea unei tensiuni, a cărei perioadă să fie de patru ori mai mare în comparaţie cu perioada semnalului de test, necesară selecţionării parametrilor supuşi optimizării şi adaptării ;

— măsurarea şi memorarea temporară a indicelui de performanţă prestabilit, corespunzător alternanţelor impare, respectiv pare ale lui ΔP ;

— reajustarea periodică, în trepte, a elementului reglabil din structura regulatorului, în scopul atingerii şi menţinerii punctului optim de funcţionare ;

Structura regulatorului optimal-adaptiv de tipul PID a fost astfel concepută încît aceasta să poată îndeplini toate funcţiile enumerate mai sus. În figura 2 se poate urmări schema de principiu a regulatorului, mai puţin a generatorului de tact şi a blocului logic, care vor fi prezentate într-o altă figură.

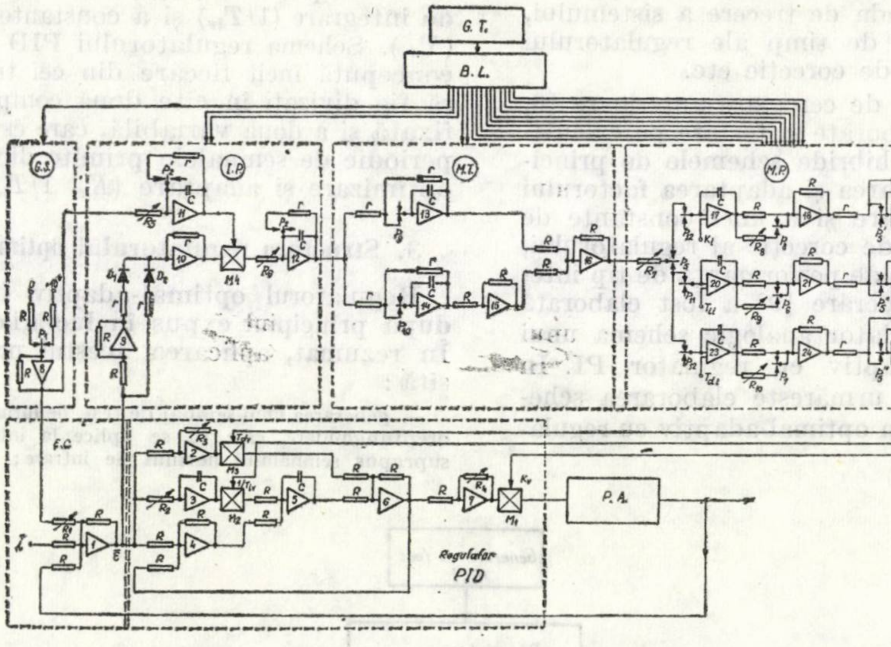


Fig. 2. — Schema de principiu a sistemului optimal-adaptiv cu regulator PID.

În structura regulatorului au fost introduse trei multiplicatoare care primesc pe intrările nr. 2 ale lor comenzile necesare în vederea optimizării şi adaptării factorului de amplificare (K_v), a inversului constantei de integrare ($^1/T_{iv}$) şi a constantei de derivare (T_{dv}).

În cele ce urmează vom analiza structura fiecărui bloc din compunerea regulatorului :

— Elementul de comparaţie (*EC*) a fost modelat cu amplificatorul operaţional 1, la intrarea căruia se aplică mărimea de referinţă $\bar{i}$, mărimea de reacţie $\bar{e}$, precum şi semnalul de test produs de un generator special. Eroarea de reglaj $\bar{\varepsilon}$, de la ieşirea elementului de comparaţie, se aplică atît la intrarea în regulatorul propriu-zis cît şi la intrarea în circuitul de optimizare şi adaptare.

— Regulatorul propriu-zis *PID* a fost modelat cu amplificatoarele operaţionale 2, 3, 4, 5, 6, 7, şi cu multiplicatoarele M_1, M_2 şi M_3. El realizează funcţia de transfer dată de expresia (1)

$$Y_x(s) = -K\frac{1}{1+sRC}\left(1 + sRCT_d + \frac{1}{sTi}\right), \qquad (1)$$

în care fiecare parametru a regulatorului este divizat într-o parte fixată şi una variabilă ($K = K_c \cdot K_v$; $T_d = T_{dc} \cdot T_{dv}$; $T_i = T_{ic} \cdot T_{iv}$). Partea variabilă poate fi reajustată cu ajutorul unor comenzi primite din circuitul de optimizare şi adaptare.

— Generatorul semnalului de test (*GS*) a fost modelat cu amplificatorul 8, la intrarea căruia se aplică alternativ, prin contactele unui releu polarizat P_1, fie tensiunea zero fie o tensiune de -10V. La ieşirea din amplificator rezultă o succesiune de impulsuri dreptunghiulare, cu amplitudinea fie zero, fie $+10$V, avînd o perioadă egală cu perioada semnalelor date de generatorul de tact (*GT*).

— Structura elementului de calcul al indicelui de performanţă (*IP*) a fost elaborată pentru ipoteza că se adoptă un indice dat de expresia (2)

$$I_p = \int_{t_k}^{t_k+\tau} t \cdot |e_k(t)|\,dt, \text{ pt. } K = 1,2,\dots n. \qquad (2)$$

Elementul de calcul (*IP*) a fost modelat cu amplificatoarele 9, 10, 11, 12, diodele D_1, D_2 şi multiplicatorul M_4. Cu ajutorul amplificatoarelor 9 şi 10 şi a diodelor D_1 şi D_2, se calculează modulul erorii de reglaj $|\varepsilon_k(t)|$. Cu ajutorul integratorului 11 se generează o tensiune proporţională cu timpul, iar multiplicatorul M_4 realizează produsul $t \cdot |\varepsilon_k(t)|$. Integratorul 12 calculează integrala asupra produsului respectiv, ceea ce reprezintă valoarea indicelui de performanţă prestabilit.

— Elementul de memorare temporară a indicelui de performanţă (MT) este modelat cu amplificatoarele 13, 14, 15 şi 16.

— Elementul de modificare a parametrilor supuşi optimizării şi adaptării (*MP*) cuprinde trei canale distincte : unul pentru modificarea factorului de amplificare (modelat cu amplificatoarele 17, 18 şi 19) al doilea pentru modificarea constantei de integrare (modelat cu amplificatoarele 20, 21 şi 22), iar al treilea pentru modificarea constantei de diferenţiere (modelat cu amplificatoarele 23, 24 şi 25). Acest element comandă atît variaţia periodică a celor trei parametri supuşi adaptării cît şi reajustarea lor discretă, pînă în momentul atingerii valorii optime.

4. Ansamblul de semnale logice necesare pentru funcţionarea regulatorului

Blocul logic primeşte semnalul s_1 de la generatorul de tact şi la rîndul său generează cu ajutorul unor circuite logice întreaga serie de semnale $s_2 \div s_{13}$, prezentate în figura 3, necesare funcţionării regulatorului optimal-adaptiv de tipul PID.

Semnalele s_2, s_3 şi s_4 au un rol ajutător şi de aceea ele nu figurează în schema de principiu din figura 2. Urmărind diagramele din figura 3 deducem :

— semnalul s_2 are o perioadă dublă în comparaţie cu s_1 ;

— semnalul s_3 are aceeaşi perioadă ca şi s_2, dar este întîrziat cu σ faţă de acesta ;

— semnalul s_4 are o perioadă dublă în comparaţie cu s_3, iar s_5 o perioadă dublă în comparaţie cu s_4.

Plecînd de la semnalele ajutătoare, blocul logic generează celelalte semnale, de comandă $s_6 \div s_{13}$. Aceste semnale trebuind să acţioneze o serie de relee polarizate, vor avea amplitudinea alternanţelor pozitive de +10V, iar a celor negative de —10V.

5. Schema de principiu a generatorului de tact şi a blocului logic

În figura 4 se poate urmări schema de principiu a generatorului de tact (*GT*) şi a blocului (*BL*).

Generatorul de tact a fost modelat cu ajutorul a trei amplificatoare operaţionale şi anume : un comutator electronic (CE_1), un integrator (1) şi un sumator (2). În circuitul de intrare al integratorului a fost montată o rezistenţă variabilă B_1, care permite modificarea comodă a frecvenţei semnalului de tact s_1.

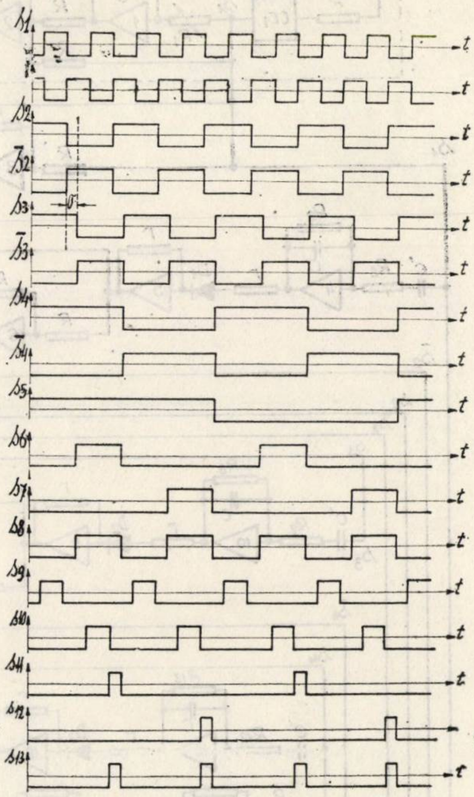


Fig. 3. — Ansamblul de semnale logice care asigură optimizarea şi adaptarea celor trei parametri ai regulatorului PID.

Blocul logic primeşte de la generatorul de tact semnalul s_1, iar la rîndul său furnizează toate tensiunile necesare pentru acţionarea celor 18 relee polarizate, dintre care trei intră în structura blocului logic, iar 15 intră în structura circuitului de optimizare şi adaptare.

6. Incercările de laborator ale regulatorului

Schema regulatorului optimal-adaptiv de tip *PID* a fost încercată în laborator prin modelare pe un calculator analogic, alegînd în mod succesiv, pentru funcţia de transfer a obiectului supus automatizării, expresiile clasice (3) şi (4), des utilizate în descrierea obiectelor energetice :

$$Y_{01}(s) = -K_0 \frac{1}{(1+Ts)^n}, \tag{3}$$

$$Y_{02}(s) = -K_0 \frac{\prod\limits_{i=1}^{m}(1+T_i s)}{\prod\limits_{j=1}^{n}(1+T_j s)}, \quad \text{cu } n \geqslant m. \tag{4}$$

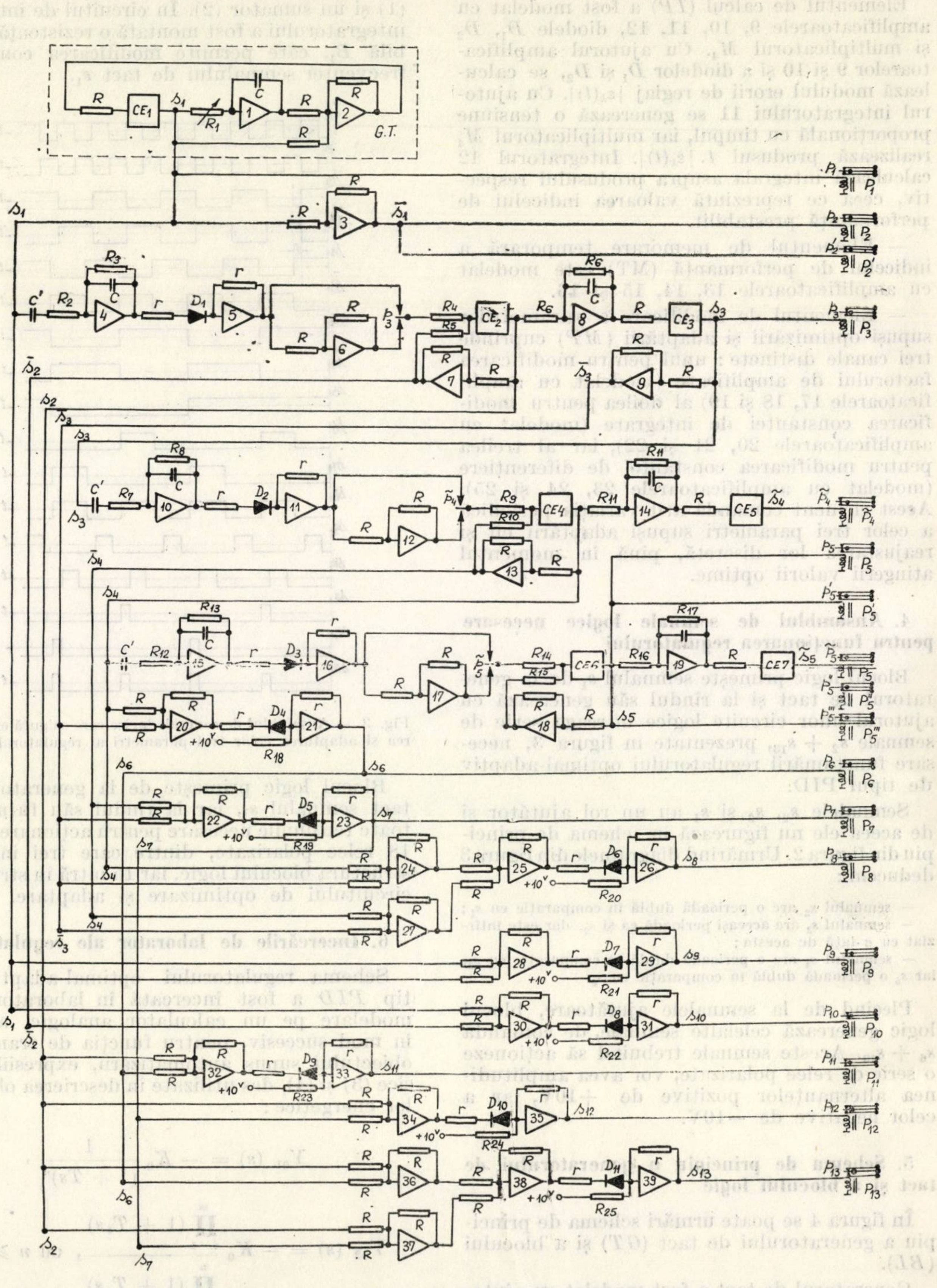

R
CE1
s1
R1
C
1
R
2
R
R
G.T.
s1
3
s̃1
p1
P1
p2
P2
p'2
P'2
R3
C'
R2
C
4
r
D1
5
6
p̃3
R4
R5
CE2
R6
8
CE3
s3
7
9
s̃3
p3
P3
s̃2
s2
R8
R7
10
D2
11
12
p̃4
R9
R10
CE4
R11
14
CE5
s̃4
13
p̃4
P̃4
p5
P5
p'5
P'5
s4
R13
R12
15
D3
16
17
p̃5
R14
R15
CE6
R17
R16
19
CE7
s̃5
18
s5
p̃5
P̃5
p'''5
P'''5
20
+10V
D4
21
R18
s6
p6
P6
22
D5
23
R19
s7
24
25
D6
26
s8
R20
p7
P7
p8
P8
27
28
D7
29
s9
R21
p9
P9
30
D8
s10
R22
p10
P10
32
D9
33
s11
R23
p11
P11
34
D10
35
s12
R24
p12
P12
36
38
D11
39
s13
R25
p13
P13
37
s2
s7
s6
s̃2
s̃3

Fig. 4. — Schema de principiu a generatorului de tact şi a blocului logic.

După cum se ştie, în situaţiile reale obiectul supus automatizării are o funcţie de transfer asupra căreia nu se poate acţiona. În această lucrare modelul analogic al obiectului a fost realizat în cele două variante, cu următoarele funcţii de transfer :

Varianta întîi :

$$Y_{01}(s) = -27\frac{1}{(1+0{,}3s)^3} \qquad (3')$$

Varianta a doua :

$$Y_{02}(s) = -2\frac{1+3{,}5s}{1+2{,}1s+4s^2+1{,}6s^3}. \qquad (4')$$

Pentru varianta întîi rezultatele obţinute pe calculatorul analogic sînt prezentate în figura 5, iar pentru varianta a doua în figura 6. Modul de aranjare al diagramelor în figurile 5 şi 6 este identic, fapt ce permite să se facă o descriere simultană a semnificaţiei diagramelor corespunzătoare celor două variante :

— Diagramele 5a şi 6a reprezintă modul de variaţie în timp a erorii globale de reglaj pentru trei valori diferite ale factorului de amplificare (o valoare minimă, una medie şi alta maximă), în ipoteza că ceilalţi doi parametri $^1/T_{iv}$ şi T_{dv} ai regulatorului rămîn neschimbaţi.

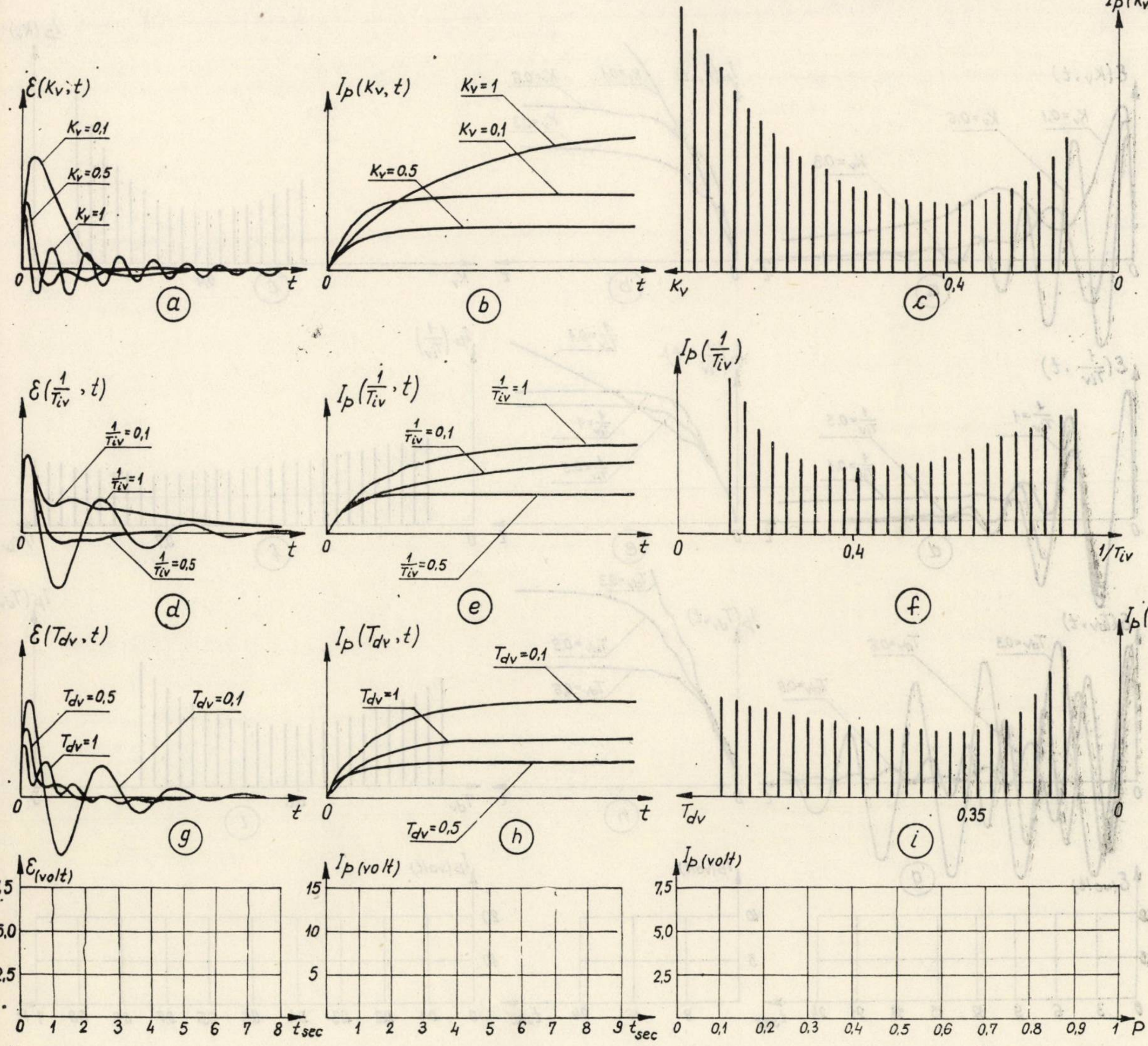


Fig. 5.—Modul de variaţie a erorii de reglaj şi a indicelui de performanţă, în funcţie de variaţia parametrilor K_v, $\frac{1}{T_{iv}}$ şi T_{dv}, pentru varianta întîi

— Diagramele 5*b* şi 6*b* reprezintă modul de variaţie în timp a indicelui de performanţă pentru fiecare din cele trei valori alese pentru factorul de amplificare. Se observă că pentru valoarea medie ($K_v = 0{,}5$ în varianta întîi şi $K_v = 0{,}3$ în varianta a doua) indicele de performanţă este mai mic în comparaţie cu indicii corespunzători pentru valorile extreme.

— Diagramele 5c şi 6c reprezintă modul de variaţie a indicelui de performanţă în funcţie de factorul de amplificare, atunci cînd se păstrează valori constante pentru ceilalţi doi parametri şi anume: $T_{iv} = 2s$ şi $T_{dv} = 0{,}5s$. Din aceste diagrame se observă că indicele de performanţă devine minim pentru valorile $K_v = 0{,}4$ (în varianta întîi) şi $K_v = 0{,}4$ (în varianta a doua).

— Diagramele 5d şi 6d ilustrează modul de variaţie în timp a erorii globale de reglaj pentru trei valori diferite ale constantei de integrare (indicate pe diagrame), în ipoteza că ceilalţi doi parametrii K_v şi T_{dv} rămîn neschimbaţi.

— Diagramele 5e şi 6c reprezintă modul de variaţie în timp a indicelui de performanţă pentru fiecare din cele trei valori alese pentru $^1/T_{iv}$. Se observă şi în aceste două diagrame că valoarea minimă a indicelui de performanţă se obţine pentru valoarea medie $^1/T_{iv} = 0{,}5$.

— Diagramele 5f şi 6f arată modul în care variază indicele de performanţă în funcţie de

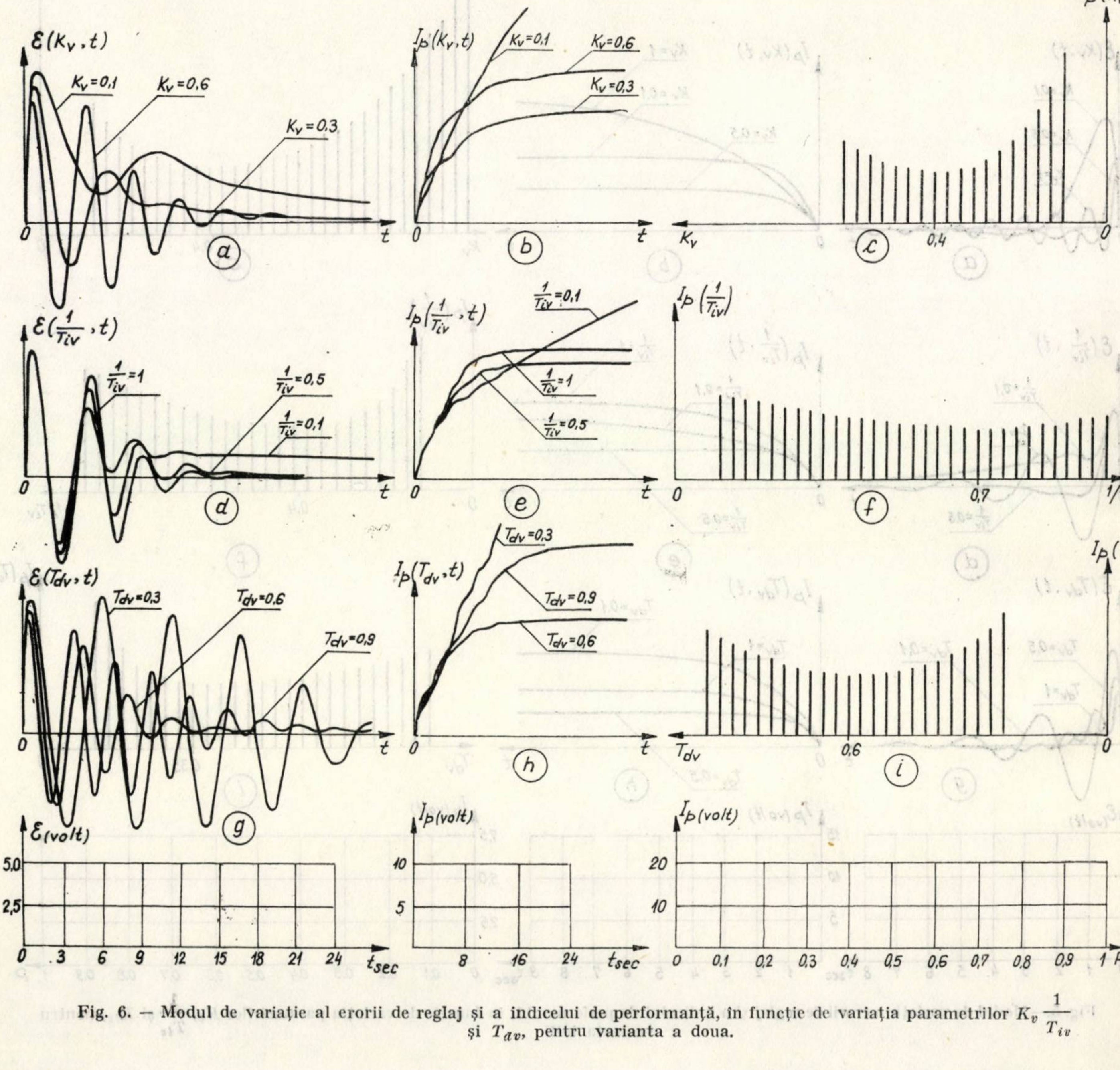


Fig. 6. — Modul de variaţie al erorii de reglaj şi a indicelui de performanţă, în funcţie de variaţia parametrilor K_v $\frac{1}{T_{iv}}$ şi T_{dv}, pentru varianta a doua.

inversul constantei de integrare, atunci cînd se păstrează valori constante pentru K_v și T_{dv} (anume : $K_v = 0,5$; $T_{dv} = 0,5s$). Din diagramele respective se observă că indicele de performanță devine minim pentru valorile : $^1/T_{iv} = 0,4$ (în varianta întîi) și $^1/T_{iv} = 0,7$ (în varianta a doua).

— Diagramele 5*g* și 6*g* reprezintă modul de variație în timp a erorii globale de reglaj pentru trei valori diferite ale constantei de derivare (indicate pe diagrame), în ipoteza că ceilalți rămîn constanți ($K_v = 0,5$; $T_{iv} = 2s$).

— Diagramele 5*h* și 6*h* reprezintă modul de variație în timp a indicelui de performanță pentru fiecare din cele trei valori alese pentru T_{dv}. Ca și în diagramele corespunzătoare analizate mai sus se observă că valoarea minimă a indicelui de performanță se obține pentru valoarea medie a lui T_{dv} (și anume : $T_{dv} = 0,5$ în varianta întîi și $T_{dv} = 0,6s$ în varianta a doua).

— Diagramele 5*i* și 6*i* ilustrează modul în care variază indicele de performanță în funcție de constanta de derivare, atunci cînd se păstrează valori constante pentru K_v și T_{iv} (anume : $K_v = 0,5$ și $T_{iv} = 2s$). Din diagrame se deduce că indicele de performanță devine minim pentru valorile : $T_{dv} = 0,35s$ (în varianta întîi) și $T_{dv} = 0,6s$ (în varianta a doua).

În partea de jos a figurilor 5 și 6 sînt prezentate, pentru fiecare coloană în parte, scările numerice comune pentru toate diagramele din coloana respectivă.

7. Concluzii

Regulatorul optimal-adaptiv de tip PID produs în această lucrare permite atît optimizarea automată a factorului de amplificare a constantei de integrare și a constantei de derivare cît și adaptarea automată a acestor parametri la variațiile imprevizibile ale caracteristicilor dinamice ale procesului. Verificarea funcționării regulatorului s-a făcut în laborator, prin modelare pe un calculator analogic, iar rezultatele obținute au fost prezentate în capitolul 6. În principiu, schema regulatorului optimal-adaptiv de tip PID, propusă în această lucrare, poate fi folosită în două etape distincte. Prima etapă poate fi cea de proiectare a unui sistem automat complex, descris de ecuații diferențiale de ordin superior, la care cu greu se pot determina pe cale analitică valorile optime ale parametrilor. Modelînd însă pe un calculator analogic atît procesul cît și regulatorul din figura 2, se pot determina valorile optime pentru K, T_i și T_d, alegînd în prealabil un indice de performanță și un criteriu de optim. Pentru anumite obiecte energetice care au caracteristici dinamice ce variază în timp, în limite largi și într-un mod imprevizibil, schema de regulator propusă în lucrare poate fi folosită atît în etapa de optimizare a parametrilor, înainte de punerea în funcțiune, cît și în conducerea obiectului respectiv, asigurînd adaptarea celor trei parametri (K, T_i și T_d) la variațiile imprevizibile ce apar în timpul funcționării.

BIBLIOGRAFIE

1. *Chang, S.S.L.* : Synthesis of Optimum Control Systems, New-York, Mc. Graw-Hill Book Company, 1961.
2. *Flugge-Lotz, I. Titus H.A.* : Optimum and Quasi-optimum Control of Third and Fourth-Order Systems, Lucrările Congresului al II-lea IFAC, Basel, Elveția, 1963.
3. *Lee, R.C.K.* : Optimal Estimation. Identification and Control, M.I.T. Press, Cambridge, 1964.
4. *Ho, I.C., Lee, R.C.K.* : Identification of Linear Dynamic Systems. Information and Control, 8, 1 (1965).
5. *Călin, S., Belea, C.* : Sisteme automate adaptive și optimale, București, Edit. tehnică, 1971.
6. *Tătaru, N.N.* : Analyse eines Systems mit automatischer Optimierung mittels eines Analog-Modells, Rev. Roum. Sci. Techn., 12, 1, 75–84, (1967).
7. *Tătaru, N.N., Remoortere P. van* : Système auto-adaptatif pour la réglage d'un réacteur nucléaire. Revue A, XI, 3, (1969).
8. *Tătaru, N.N.* : Metodă de optimizare automată și reglare adaptivă a parametrilor unui sistem automat, Teză de doctorat, 1969.
9. *Tătaru, N.N.* : Sistem optimal-adaptiv cu regulator PI, St. cerc. energ. electroteh., 23, 4, 1025–1036 (1973).

CZ : 621.165 :621–55

Analiza comparativă a regulatoarelor multiple autonome și neautonome de la turbinele cu abur

Ing. **VL. RĂSVAN** – ICPET – București

Introducere

Din punct de vedere al reglajului turbinelor cu abur cu prize sînt obiecte multiple la care se reglează mai mulți parametri. Dispozitivul care realizează reglajul se numește în mod convențional regulator multiplu. De fapt el este compus din mai multe regulatoare simple care interacționează într-un anumit mod. În interiorul regulatorului multiplu (fig. 1) se stabilesc o serie de fluxuri informaționale (semnificația fizică a notațiilor se poate găsi în [1]). În mod normal fiecare din mărimile de ieșire din regulatorul multiplu poate fi influențată de fiecare din mărimile de intrare (parametrii reglați ai turboagregatului).

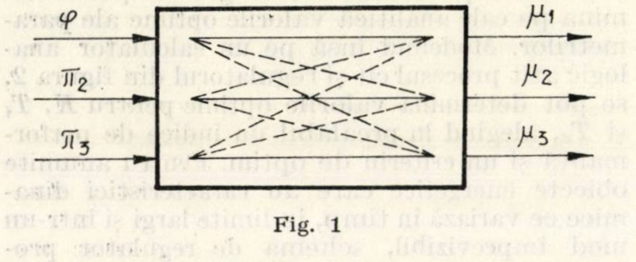


Fig. 1

Cea mai simplă schemă de reglare a turboagregatului este cea în care în interiorul regulatorului nu se stabilesc decît fluxurile informaționale figurate în linie continuă. Acesta estcazul așa-numitei reglări cu regulatoare indee pendente, cînd fiecare parametru este reglat cu un regulator simplu care nu interacționează cu celelalte două. În acest caz, așa cum se arată în lucrarea [2], perturbarea unuia din parametrii reglați provoacă în regim tranzitoriu perturbarea celorlalți parametri. Un astfel de sistem de reglare este satisfăcător de regulă în cazul funcționării turbinei izolate, și prin faptul că parametrii reglați interacționează se numește neautonom. În cazul în care dimpotrivă se utilizează fluxul informațional complet, printr-o alegere corespunzătoare a parametrilor este posibil să se obțină o independență între parametrii reglați ai turbinei deși regulatoarele vor fi acum interconectate. Un astfel de sistem de reglare se numește autonom.

În cercetările efectuate (expuse în detaliu în memoriul [3]) a fost considerat cazul unui turboagregat cu trei parametri reglați cu regulatoare proporționale. Studiul a fost efectuat prin modelare, deoarece ordinul ridicat al sistemului de ecuații care descrie dinamica sistemului de reglare nu permite un studiu analitic. S-au considerat toate trei regimurile de reglare (un parametru reglat, doi și apoi toți trei), coeficienții regulatoarelor fiind cei calculați în cazul autonom.

Regimul neautonom este reprezentat prin desființarea fluxurilor informaționale figurate punctat în figura 1, adică prin anularea unor coeficienți, ceilalți rămînînd la valorile din cazul autonom.

Prin descrierea mai corectă a accelerometrului, în comparație cu [1], s-a realizat ca același sistem de ecuații să descrie comportarea agregatului atît pentru perturbații mici cît și pentru aruncări de sarcină. Testările s-au făcut atît pentru variații de sarcină electrică, cît și pentru variații de sarcină termică [3].

Modelul general utilizat. Particularități de modelare

În vederea economisirii timpului de compilare și link-editare al calculatorului s-a alcătuit un model cu caracter general, din care să se poată deduce toate cazurile enumerate în paragraful precedent.

Din analiza efectuată în [3] a rezultat următoarea structură de modelare:

$$T_0\dot{\varphi} + \varphi = \alpha_1\pi_1 + \alpha_2\pi_2' + \alpha_3\pi_2' - \nu$$

$$T_{01}\dot{\pi}_1 + \pi_1 = \mu_1$$

$$T_{02}\dot{\pi}_2 + \pi_2 = \beta_1\pi_1 - K_{M1}\mu_2 - G_1\varepsilon_1$$

$$T_{12}\dot{\pi}_2' + \pi_2' = \pi_2 + K_{M1}'\mu_2$$

$$T_{03}\dot{\pi} + \pi_3 = \beta_2\pi_2' - K_{M2}\mu_3 - G_2\varepsilon_2$$

$$T_{13}\dot{\pi}_3' + \pi_3' = \pi_3 + K_{M2}'\mu_3$$

$$T_{SU}\xi_{SU} + \xi_{SU} = -K_1\varphi$$

$$T_{SI1}\dot{\xi}_{SIN1} = K_{S1}\xi_{SU} - K_D\xi_D - \xi_{SIN1}$$

$$T_{SI2}\dot{\xi}_{SIN2} = -K_{S2}\pi_2 - \xi_{SIN2}$$

$$T_{SI3}\dot{\xi}_{SIN3} = -K_{S3}\pi_3 - \xi_{SIN3}$$

$$T_{SI}'\dot{\eta}_i + \eta_i = \sum_1^3 K_{ij}\xi_{SINj} - K_{Li}\mu_i$$

$$T_{Si}\dot{\mu} = \eta_i \qquad i = 1,2,3$$

Prin anularea unor coeficienți se regăsesc cazurile mai simple (1–2 parametri reglați) [3]. În toate cazurile coordonatele servomotoarelor sînt supuse limitărilor : $|\mu_i| < 1$. Luînd în considerare și diferențiatorul (a cărui coordonată de ieșire ξ_0 este ieșirea unui element cu prag), rezultă că sistemul are cel puțin două neliniarități. Ecuația diferențiatorului este următoarea [3]:

$$\xi_D = \begin{cases} 1 & \dot{\varphi} > \dfrac{0.5}{T_a} \\ 0 & \dot{\varphi} < \dfrac{0.s}{T_a} \end{cases}$$

Modelarea s-a efectuat pe calculatorul numeric IBM 360/40, utilizînd limbajul specializat de modelare CSMP 360 [4], limbaj creat special pentru modelarea sistemelor dinamice, în particular a sistemelor automate. Modelarea propriu-zisă revine la scrierea ecuațiilor care descriu sistemul, scriere uzuală FORTRAN, la care se adaugă un număr de subrutine specifice limbajului și care descriu procesul de integrare.

Un interes particular îl prezintă modul în care s-au luat în considerare limitările coordonatelor servomotoarelor.

Fie ecuaţia tipică de servomotor:

$$T_s \dot{\mu} = \eta \qquad (1)$$

Această ecuaţie este valabilă doar atîta timp cît $|\mu| \leqslant 1$. În rest ea se înlocuieşte cu $\mu = 1$ sau $\mu = -1$, ceea ce corespunde unei saturaţii. Este necesar însă ca să se asigure şi ieşirea din saturaţie a dispozitivului, atunci cînd abaterile variabilelor de stare din sistem s-au micşorat în mod corespunzător. Aceasta se realizează prin testarea derivatei, respectiv a lui η. Dacă de exemplu $\mu = 1$ şi la un moment dat $\eta < 0$, aceasta implică tendinţa de scădere a lui μ şi se revine la ecuaţia (1), iar dacă $\eta > 0$ se menţine la μ valoarea 1. Pentru $\mu = -1$ situaţiile se inversează: dacă $\eta < 0$ se menţine valoarea -1, iar dacă $\eta > 0$ se revine la ecuaţia (1).

Ţinînd seama de faptul că sistemul porneşte dintr-un regim staţionar, deci din stare nulă (cu condiţii iniţiale nule pentru toate coordonatele, procesul începe în limitele de valabilitate ale ecuaţiei (1). La momentul cînd $\mu = 1$ sau $\mu = -1$, integratorul trebuie să se oprească pe această valoare. Aceste condiţii le îndeplineşte macroinstrucţiunea ,,integrator comandat'' care realizează următoarea funcţie matematică:

$$y(t) = \int_0^t x(s)\,ds + y(0) \text{ dacă } x_1 > 0,\ x_2 \text{ arbitrar}$$

$$y(t) = y(0) \qquad \text{dacă } x_1 \leqslant 0,\ x_2 > 0$$

$$y(t) = \text{ultima valoare dacă } x_1 \leqslant 0,\ x_2 \leqslant 0$$

unde x_1 şi x_2 sînt parametrii de comandă a integratorului. Pentru realizarea funcţiilor cerute vom menţine pe $x_2 > 0$ (la o valoare oarecare), iar pe x_1 îl vom considera ca ieşire a unui bloc logic FORTRAN, bloc în cadrul căruia se testează valorile şi semnele lui μ şi η. Acest bloc trebuie să poată fi apelat o dată, de două sau de trei ori, după regimul studiat, de aceea el a fost realizat ca o macroinstrucţiune definită de utilizator.

Accelerometrul este realizat cu ajutorul funcţiei logice AND care realizează următoarea relaţie:

$$y = \begin{cases} 1, & x_1 > 0,\ x_2 > 0 \\ 0 & \text{în rest} \end{cases}$$

Fixînd pe x_2 la o valoare pozitivă arbitrară, se defineşte x_1 prin diferenţa $\varphi - a$; în acest mod se reproduce exact ecuaţia accelerometrului.

Pe cartele separate se dau valorile parametrilor modelului. Semnalele de intrare fiind semnale treaptă care se aplică toate la momentul $t = 0$, pot fi date ca simpli parametri. Dintre cei 47 de parametri din model, există unii care se menţin constanţi în toate trei regimurile: T_{SU}, T_{Si1}, T_{Si2}, T_{Si3}, T'_{S1}, T'_{S2}, T'_{S3}, K_1, K_{S0}, K'_0. Aceşti parametri, împreună cu $\mu_{10} = 1$ (limitarea servomotorului) sînt daţi pe cartele separate. Există apoi constante de timp care se modifică de la un regim la altul: Ta, T_{01}, T_{02}, T_{12}, T_{03}, T_{13}, T_{S1}, T_{S2}, T_{S3}.

Acestor constante li se atribuie valorile corespunzătoare regimului respectiv, cu observaţia că în regimul în care constanta nu apare (de exemplu T_{03} şi T_{13} nu apar în regimul cu o priză sau în regimul de condensaţie) ea trebuie să primească o valoare nenulă, deoarece compilarea se face pe modelul general şi aceste situaţii apar ca nepermise din punct de vedere al operaţiilor maşinii de calcul (împărţire cu 0).

Pe cartele separate s-au dat parametrii: α_i $(i = 1,2,3)$, β_1, β_2, K_{M1} K'_{M1}, K_{M2}, K'_{M2}, K_{S2}, K_{L1}, G_1, G_2 care sînt factori de amplificare şi ca urmare pot lua şi valoarea zero de la un regim la altul.

Pe alte cartele s-au dat parametrii Kij ai regulatorului multiplu, iar pe o cartelă separată s-au dat semnalele exterioare.

S-au efectuat următoarele rulări, corespunzînd situaţiilor studiate:

1. **Regim cu o singură priză cuplată:**

1.1. Variaţia de 50% a sarcinii electrice.
1.2. Variaţia a 30% a sarcinii termice.

2. **Regim cu ambele prize cuplate**

2.1. Variaţia de 50% a sarcinii electrice.
2.2. Variaţia de 30% a sarcinii la priza întîi.
2.3. Variaţia de 30% a sarcinii la priza a doua.

În fiecare caz s-a studiat atît cazul reglării autonome, cît şi cel al reglării neautonome. În total au rezultat zece reluări ale programului la care se adaugă rularea în regim de condensaţie, cu caracter verificator pentru modelul general.

Rezultate. Concluzii

În cadrul lucrării [3] s-au tipărit şi trasat cu ajutorul calculatorului numeric mărimile reglate şi ieşirile servomotoarelor după care se poate analiza calitatea regimului tranzitoriu. De asemenea, s-au tipărit ieşirile distribuitoarelor, deoarece din valorile lor se poate trage o concluzie cu privire la stabilitatea sistemului precum şi ieşirea accelerometrului, pentru a vedea în ce situaţii intră în funcţionare. Din analiza înregistrărilor a rezultat faptul că în toate regimurile de funcţionare varianta autonomă este mai convenabilă, în sensul că variaţiile mărimilor reglate sînt mai monotone, cu oscilaţii mici şi în acelaşi timp de durată mai mică (deşi de regulă procesele neoscilante conduc la timpi tranzitorii mai lungi). Dimpotrivă, variațiile coordonatelor servomotoarelor sînt mai oscilante, ceea ce indică o solicitare mai mare a elementelor de reglare în cazul variantei autonome. Această concluzie apare ca naturală, deoarece performanțele dinamice superioare se obțin pe seama unor solicitări mai mari a elementelor de reglare. De astfel posibilitățile mai mari ale variantei autonome sînt ilustrate de faptul că în ecuațiile regulatorului intră mai mulți coeficienți liberi (9) decît în varianta neautonomă (3), ceea ce dă schemei o elasticitate mai mare. Ca urmare, chiar dacă nu dorim să obținem schema rigidă a reglării autonome, este indicată utilizarea tuturor fluxurilor informaționale se pot stabili în interiorul regulatorului multiplu.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * Studiul pe model analogic al regulatorului hidraulic de la turbina de 50 MW modernizată. Lucrare ICPET S.1.2–73–3. Contract 2154/73 (Subtema A) 1973.
2. *Scegleaev, A.V., Smelnițki, S.G.* : Regulirovanie parovih turbin, Gosenergoizdat, 1962.
3. * * * Analiza comparativă a regulatoarelor multiple autonome și neautonome de la turbinele cu abur. Lucrare ICPET L.4.2–74–13. Contract 2254/74 (Subtema F) 1974
4. * * * IBM Application Program GH20–0367. System/360 Continuous System Modeling Program. Users Manual. Program Number 360A–CX–16X.

CZ: 621:165 ;621–55:621.373

Generator de semnale specializat pentru verificarea regulatoarelor de la turbinele de mare putere

Ing. Paul DIAMANTSTEIN ; ing. T. MELINTE – ICPET – București

În cadrul conducerii automate a funcționării turbinelor de mare putere, efectuate de regulatorul electrohidraulic, o informație primară o constituie turația turboagregatului. Această informație este furnizată de un tahogenerator montat pe axul turbinei. Tahogeneratorul este un mic generator de curent alternativ sinusoidal, a cărui frecvența este proporțională cu turația turbinei. Această tensiune alternativă constituie una din mărimile de intrare a regulatorului. Frecvența semnalului furnizat de tahogenerator pentru turația nominală a turbinei, de 3000 rot/min, este de 400 Hz. Pentru reglarea și punerea la punct a instalațiilor de reglare electrohidraulică s-a construit un generator care simulează semnalele furnizate de tahogeneratorul turbinei pentru diverse regimuri de lucru (funcționare cu turație constantă, accelerată etc.) Aparatul este în esență un generator de joasă frecvență cu cîteva caracteristici speciale :

- bandă de frecvențe îngustă (350–450 Hz);
- precizie mare de reglare a frecvenței (se reglează decadic din hertz în hertz);
- posibilitatea de modulare a frecvenței printr-o tensiune externă sau cu ajutorul unui generator intern de semnal în dinți de fierăstrău sau rampă ;
- putere mare de ieșire (5W);
- protecție la scurtcircuit ;
- reglaj continuu a nivelului de ieșire și
- indicarea lui cu ajutorul unui voltmetru electronic.

Schema bloc a generatorului

Generatorul are în componența sa mai multe blocuri funcționale, cum rezultă din figura 1.

Oscilatorul pilot furnizează semnalul sinusoidal de frecvență variabilă comandată din herz în herz cu două comutatoare decadice comandabilă în același timp și cu un semnal electric exterior. Pentru a varia cu 100Hz frecvența generată, la intrare trebuie aplicat un semnal de 10V. Amplificatorul de putere are rolul de a amplifica semnalul sinusoidal furnizat de oscilatorul pilot și a asigura la ieșire pe o impedanță de 5 respectiv 600Ω, o putere de 5W. Amplificatorul satisface și cîteva cerințe speciale : constanța amplitudinii semnalului de ieșire în domeniul frecvenței de lucru

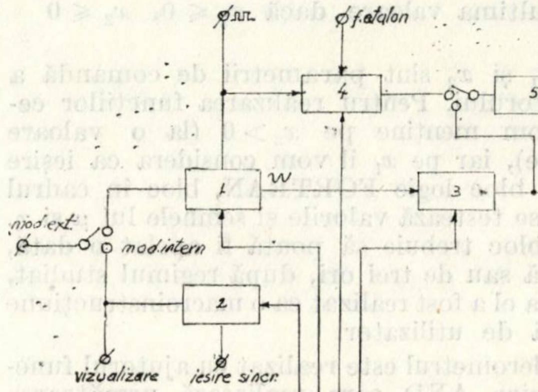


Fig. 1. Schema bloc a generatorului

1. oscilator pilot ; 2. generator intern de semnal în dinți de fierăstrău ; 3. amplificator de putere ; 4. bloc de calibrare ; 5. indicator de calibrare și a nivelului de ieșire ; 6. blocul de alimentare.

şi distorsiuni reduse. Din aceste motive s-a ales un amplificator cu o puternică reacţie negativă. Aparatul este prevăzut cu o bază de timp internă care generează semnalul în dinţi de fierăstrău cînd lucrează continuu şi semnalul rampă cînd lucreză în regim declanşat. Acest semnal se poate folosi ca atare pentru diverse utilizări de laborator, precum şi pentru modularea frecvenţei semnalului generat de oscilatorul pilot.

Blocul de calibrare indică egalitatea frecvenţei semnalului dat de generator cu frecvenţa etalon furnizată de un oscilator cu cuarţ, făcînd astfel posibilă calibrarea generatorului cu o precizie de ±0,1Hz. Instrumentul indicator are un dublu rol : măsoară nivelul semnalului de ieşire şi indică semnalul furnizat de blocul de calibrare. În cele ce urmează se vor descrie două blocuri funcţionale principale.

Oscilatorul pilot

Caracteristica principală a oscilatorului este faptul că frecvenţa generată trebuie să fie comandabilă prin tensiune. Oscilatoarele armonice, prezentînd această caracteristică, sînt foarte dificil de realizat. Schemele care utilizează diode varicap, varactoare sau alte componente parametrice, au particularitatea că deviaţia de frecvenţă este mică faţă de frecvenţa centrală şi se produce şi o modulaţie de amplitudine cu frecvenţa semnalului modulator. În cazul de faţă deviaţia de frecvenţă este comparabilă cu frecvenţa centrală (50 respectiv 400Hz), iar frecvenţa semnalului modulator (20Hz) este apropiată de frecvenţa centrală, problema eliminării modulaţiei de amplitudine parazite fiind dificilă. Din această cauză în oscilatorul-pilot se generează în prima instanţă un semnal dreptunghiular cu frecvenţa comandată prin tensiune. Acest semnal este trecut apoi printr-un filtru, care extrage sinusoida fundamentală, atenuînd toate armonicile. În figura 2 este arătată schema de principiu a generatorului de semnal dreptunghiular.

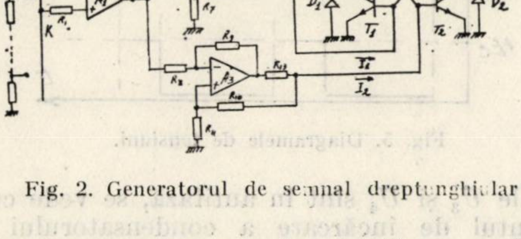


Fig. 2. Generatorul de semnal dreptunghiular

Acest generator este în esenţă un multivibrator astabil cu cuplaj colector-bază (format din transistoarele T_1, T_2), la care însă descărcarea condensatoarelor de temporizare (C_1, C_2) se face cu curenţi constanţi (I1, I2). În felul acesta tensiunile la bornele condensatoarelor variază liniar cu timpul, durata descărcării fiind comandabilă prin intensitatea curenţilor de descărcare. Diodele Zener D_1 şi D_2 au rolul de a stabiliza tensiunea la care se încarcă condensatoarele.

Dacă se ia $C_1 = C_2 = C$ şi $I_1 = I_2 = I$, atunci rezultă frecvenţa oscilaţiilor generate :

$$f = \frac{I}{2CU_z} \tag{1}$$

unde U_z reprezintă tensiunea Zener a diodelor D_1 şi D_2.

Din formula (1) se observă că frecvenţa oscilaţiilor variază liniar cu curentul de comandă I.

Amplificatoarele operaţionale A_2 şi A_3 sînt în conexiune de generatoare de curent constant comandate liniar cu tensiunea de la intrare. Deci în acest fel tensiunea de la ieşirea amplificatorului A_1 comandă liniar secvenţa oscilaţiilor generate. Amplificatorul operaţional A_1 este în conexiune de amplificator sumator. La intrarea lui se aplică prin intermediul unui divizor (k) o tensiune E_i de la o sursă de tensiune stabilizată internă, în felul acesta asigurînd varierea frecvenţei generate după dorinţă. Pe cealaltă intrare a sumatorului se poate aplica la nevoie tensiunea de modulare E_M.

Semnalul dreptunghiular obţinut de la multivibrator se poate scrie sub forma :

$$f(\omega t) = \begin{cases} +1 & \text{pentru} \quad 0 \leqslant t < \dfrac{T}{2} \\ -1 & \text{pentru} \quad \dfrac{T}{2} \leqslant t < T \end{cases} \qquad T = \text{perioada semnalului.}$$

Atunci dezvoltarea în serie Fourier va fi :

$$f(\omega t) = \frac{4}{\pi}\left[\frac{\sin \omega t}{1} + \frac{\sin 3\omega t}{3} + \ldots + \frac{\sin(2p+1t)}{2p+1} + \ldots\right] \tag{2}$$

Din formula (2) rezultă o concluzie importantă : semnalul nu are armonici pare, deci prima armonică ce trebuie suprimată de filtru are frecvenţa triplă faţă de fundamentală. Acest fapt a făcut posibilă realizarea unui filtru ,,trece jos'' care pe de o parte să nu aibă atenuare variabilă pînă la frecvenţa de lucru maximă (450Hz) şi pe de altă parte să prezinte o atenuare suficientă pentru cea mai joasă armonică superioară (1050Hz), astfel încît distorsiunile provocate de ea să fie suficient de mici (0,2 %).

Un filtru activ „trece jos" are funcţia de transfer de forma:

$$F(p) = \frac{H}{P_{n(p)}} \qquad (3)$$

unde H este o constantă şi reprezintă atenuarea filtrului, iar $P_{n(p)}$ este un polinom de gradul n.

În generator s-a folosit un filtru activ de gradul 6 (adică polinomul $P_{n(p)}$ este de gradul 6) obţinut prin legarea în cascadă a trei celule de filtraj de gradul 2.

Schema de principiu a unei celule de filtraj este arătată în figura 3.

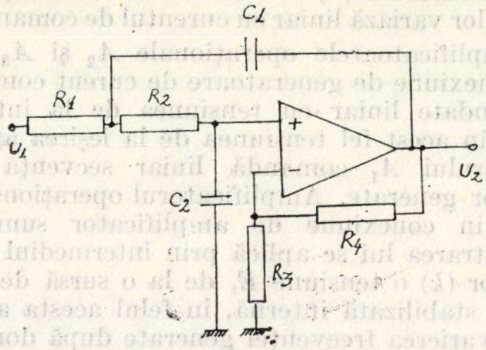


Fig. 3. Filtru activ „trece jos" de gradul doi.

În acest fel se obţine din semnalul dreptunghiular o sinusoidă, şi trecut prin amplificatorul de putere, este furnizat ca semnal de ieşire al generatorului.

Generatorul de semnal în dinţi de fierăstrău

Scopul acestui bloc funcţional este de a furniza la nevoie un semnal modulator în frecvenţă a sinusoidei generate, simulînd astfel creşterea turaţiei turbinei. Acest mod de lucru este necesar verificării şi reglării accelerometrului din componenţa regulatorului electrohidraulic al turboagregatului. Principiul bazei de timp este următorul: un integrator primeşte o tensiune continuă de la ieşirea unui circuit cu prag (Schmitt) şi furnizează semnal liniar crescător. Cînd această tensiune atinge pragul superior al triggerului Schmitt, acesta basculează şi la ieşire tensiunea îşi schimbă polaritatea, făcînd ca condensatorul integratorului să se descarce şi să furnizeze la ieşire o tensiune liniar descrescătoare. În momentul cînd această tensiune atinge pragul inferior a triggerului Schmitt, acesta basculează din nou şi ciclul reîncepe.

Schema de principiu a bazei de timp este dată în figura 4.

Integratorul este realizat cu ajutorul amplificatorului A_1, iar triggerul Schmitt cu ajutorul amplificatorului operaţional A_2. Tranzistorul T_3 are rolul de inversor iar T_1 – rol de comutator electronic. Forma de undă a tensiunilor în punctele principale este dată în figura 5.

În momentul creşterii semnalului, tranzistorul T_1 se află puternic în conducţie, iar pe colectorul lui se află un potenţial aproape nul ($\approx$ 80mV). Totuşi, observînd din figura 5 că tensiunile U_3 şi U_4 sînt în antifază, se vede cum curentul de încărcare a condensatorului C_1 este diferenţa curenţilor ce vin pe ramurile R_2 respectiv $P_1 + R_9$ şi astfel se poate obţine un curent rezultant foarte mic, fără a fi nevoie de valori exagerat de mari pentru P_1, R_9 şi R_2, obţinînd temporizări mari cu o valoare al

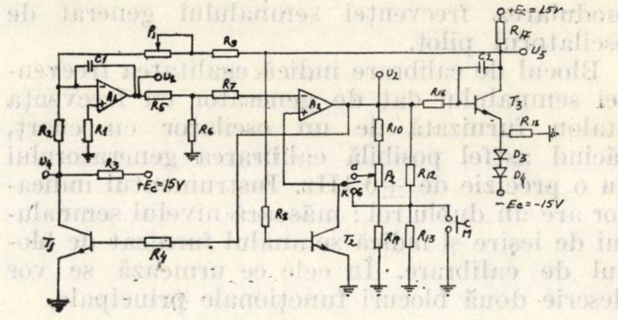


Fig. 4. Schema de principiu a generatorului de semnale în dinţi de fierăstrău.

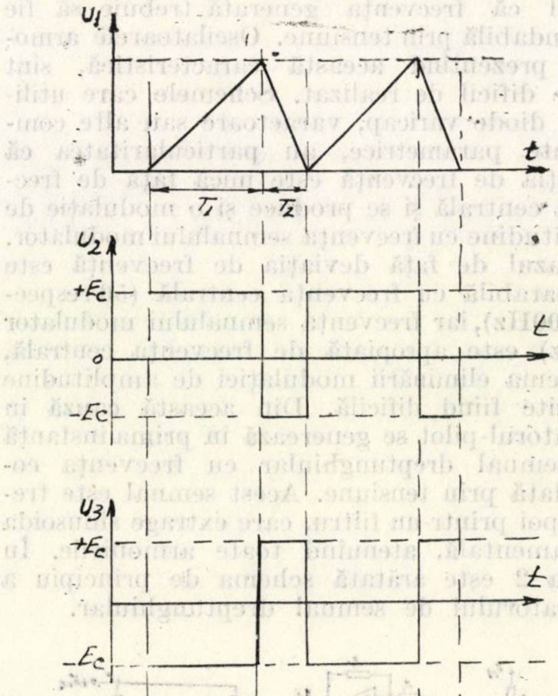


Fig. 5. Diagramele de tensiuni.

lui C_1 nu prea mare. Cu potenţiometrul P_1 se poate varia panta dintelui de fierăstrău în plaja de 2V/s + 100V/s.

În momentul basculării triggerului tensiunile U_3 şi U_4 apar în fază şi în acest fel se obţine o pantă abruptă de descreştere a dintelui de fierăstrău. Cu ajutorul potenţiometrului P_2 se poate varia pragul de basculare a triggerului Schmitt, realizînd astfel un reglaj al amplitudinii semnalului de ieşire.

Cînd comutatorul K se află în poziţia b, generatorul lucrează în regim declanşat. Divizorul R_{12} şi R_{13} fixează un asemenea prag pentru comparator, încît acesta nu poate fi atins de tensiunea U_1. Deci C_1 rămîne încărcat. Dacă prin microcontactul M se face un scurtcircuit, pentru un moment triggerul basculează şi condensatorul C_1 se descarcă rapid pînă cînd U_1 devine zero, după care comparatorul basculează din nou şi C_1 se încarcă obţinînd pentru U_1 o formă de rampă, a cărei pantă depinde de valoarea lui P_1. Încărcarea continuă pînă cînd A_1 ajunge la saturaţie. În acest moment ciclul s-a terminat.

Caracteristicile tehnico-constructive ale generatorului

1. Domeniul de frecvenţă : 350—450Hz comandat în zece decade a 1Hz.

2. Precizia frecvenţei : ±0,2Hz.

3. Distorsiuni : sub 2%.

4. Puterea de ieşire : 5W.

5. Ieşiri pentru rezistenţe de sarcină de 5Ω şi 600 Ω.

6. Măsurarea nivelului se face cu un voltmetru C14, avînd scările de măsură de 0—3V, 0—10V, 0—30V, 0—100V.

7. Modulaţie de frecvenţă pe plaja de frecvenţă de lucru cu semnal în dinte de fierăstrău sau sinusoidal cu amplitudine de 10V.

8. Stabilitatea frecvenţei la variaţia tensiunii de alimentare : mai bună de 1% pentru o variaţie a tensiunii de alimentare între 198 şi 242V ; 50V.

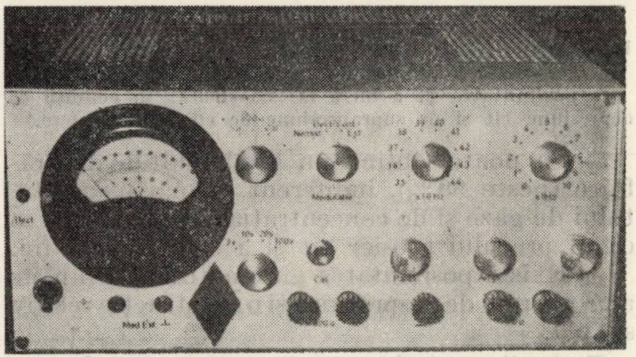


Fig. 6. Aspectul exterior al generatorului.

9. Stabilitatea amplitudinii semnalului de ieşire la variaţia tensiunii de alimentare : mai bună de 1% pentru o variaţie de ±10% a tensiunii de alimentare.

10. Stabilitatea amplitudinii semnalului de ieşire în domeniul frecvenţă : mai bună de ±2%.

11. Semnalul livrat de baza de timp internă : semnal în dinte de fierăstrău de pantă reglabilă între 1V/s şi 100V/s şi amplitudinea reglabilă între 0,1V şi 10V.

12. Dimensiunile aparatului sînt următoarele :

- înălţimea : 140 mm ;
- lăţimea : 320 mm ;
- adîncimea : 300 mm.

13. Greutatea : 7kg.

Aspectul exterior al aparatului este arătat în figura 6.

CZ : 621.359.4 ;628.611

Cercetări privind utilajele pentru desprăfuirea electrostatică a gazelor industriale

Dr. ing. Ion **NISTOR** ; ing. E. **MACARIE** ; ing. Şt. **NIBELEANU** ; ing. N. **POPESCU** ;
ng. Ion **MINEA** ; fiz. E. **DĂMĂCEANU** – ICPET – Bucureşti

Condiţiile actuale ale dezvoltării industriei necesită prelucrarea unor cantităţi extrem de mari de materie primă. De asemenea, pentru necesarul de producere de energie electrică şi termică se consumă o cantitate mare de combustibil. Ca atare, problema împiedicării poluării atmosferei se află pe primul plan al atenţiei omenirii. Prin recuperarea unor particule componente ce conţin materiale valoroase cum ar fi : fier, cupru, plumb, aur etc. ce se pot obţine la separarea fazei disperse din sistemul gazos heterogen şi prin reintroducerea acestora, în circuitul economic se obţine amortizarea eficientă a investiţiilor legate de acţiunea de protejare a mediului înconjurător. Acolo unde sînt manipulate debite mari de gaze ce trebuie epurate s-a impus folosirea electrofiltrelor.

Faţă de alte soluţii tehnice electrofiltrele prezintă ca avantaje :

— consum specific mic de energie electrică de 0,05 pînă la 0,5 KWh/1000 m³ gaz epurat;

— rezistenţă hidraulică foarte mică de 2—15 mm H_2O,

— posibilitatea de a lucra la 200—300°C în condiţii de depresiune cît şi de suprapresiune de cîteva atmosfere.

— Se poate obţine un grad înalt de desprăfuire (peste 99 %), indiferent de mărimea debitului de gaze şi de concentraţia de praf, atît în cazul prafului grosier cît şi a celui foarte fin.

— Există posibilitatea automatizării complete a procesului de desprăfuire şi o construcţie relativ simplă.

Factorii care influenţează randamentul electrofiltrului pot fi împărţiţi în patru grupuri şi anume :

— 1. Parametrii geometrici ai electrofiltrului care condiţionează dimensiunile cîmpului electric pentru a se asigura epurarea unui debit anumit de gaze.

— 2. Parametrii sistemului dispers gaz-praf şi influenţa condiţiilor electrice existente în spaţiul dintre electrozi.

— 3. Influenţa unor soluţii constructive, în condiţiile păstrării constante a parametrilor geometrici care condiţionează dimensiunile cîmpului electric.

— 4. Alţi factori care condiţionează randamentul.

Dintre grupurile sus-menţionate, primul are o importanţă deosebită, condiţionează dimensiunea constructivă a electrofiltrului şi în mod implicit mărimea investiţiei.

Răspunzînd cererii de a realiza electrofiltre pentru prafuri industriale cît mai diverse, noi tipuri de electrofiltre, precum şi în scopul obţinerii unor electrofiltre cu eficienţă funcţională optimă, ICPET a realizat o bază largă de cercetare în acest domeniu. Complexitatea proceselor ce au loc în electrofiltru şi dependenţa lor de foarte mulţi factori au dus la necesitatea studierii lor pe modele sau pe electrofiltre-pilot ca primă etapă importantă în dezvoltarea cercetărilor. Această cerinţă a condus la realizarea unui stand de electrofiltre care are în componenţa sa un electrofiltru-pilot şi două electrofiltre model cu două linii de testare. Schema funcţională a standului de electrofiltre este prezentată în figurile 1 şi 2.

Acest stand dă posibilitatea de a modela procesul de desprăfuire în care parametrii pot fi variaţi în limitele următoare :

a) Electrofiltrul pilot este prevăzut cu opt şiruri de electrozi de depunere, trei zone (avînd posibilitatea de a alimenta cu energie o zonă, două sau toate trei în paralel) ; se pot vehicula

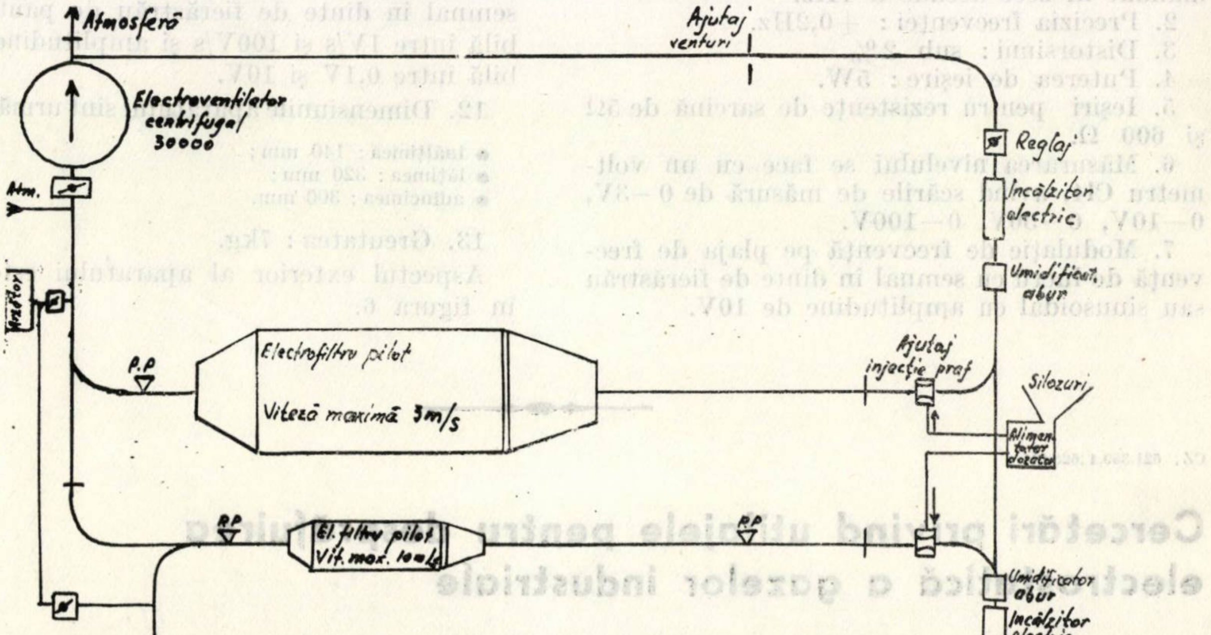

Atmosferă
Ajutaj
venturi
Electroventilator
centrifugal
30000
Atm.
Reglaj
Încălzitor
electric
Umidificat.
abur
Electrofiltru pilot
Viteză maximă 3m/s
P.P
Ajutaj
injecţie praf
Silozuri
Alimentator
dozator
P.P
El. filtru pilot
Vit. max. 10m/s
P.P
Umidificator
abur
Încălzitor
electric
Reglaj
M
Electroventilator
centrifugal
Debit 2400 m³/h
Ajutaj
venturi
Atmosferă

Fig. 1. Schema funcţională a standului de electrofiltre, model şi pilot.

cu ajutorul lui 30 000 m³/h, iar sistemul de scuturare este realizat cu posibilitatea de a fi comandat continuu sau intermitent.

---

*) Executarea proiectului a fost condusă de: ing. I. Giurgiu, ing.F. Ignat, ing. A Artino, ing. C. Simion ing. A. Cervatiuc din partea ICPET — proiectare şi ing. C. Marko, ing. C. David, din partea ICPEDILA — Braşov

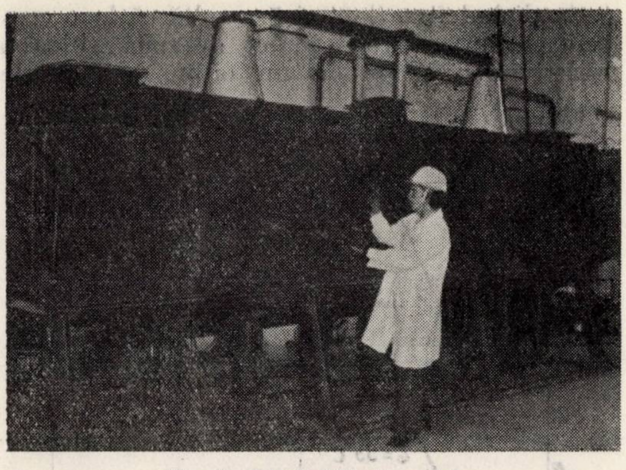


Fig. 2. Electrofiltrul model

b) Electrofiltrul model este prevăzut cu două șiruri de electrozi de depunere reglabili, o zonă și un debit de 300 m³/h.

În ambele electrofiltre se pot schimba — în funcție de mediul heterogen cercetat — electrozii de depunere și emisie.

1. Parametrii geometrici ai electrofiltrului care condiționează dimensiunile cîmpului electric pentru a se asigura epurarea unui anumit debit de gaze.

Cu cît sistemul gazos eterogen se va afla mai mult sub acțiunea cîmpului electric cu atît și gradul de epurare va fi mare, deci randamentul va crește. Parametrii care condiționează dimensiunea cîmpului electric sînt : lungimea cîmpului electric L și secțiunea de trecere a mediului gazos S care determină viteza acestuia. Viteza curentului de gaz ce trebuie epurat variază în funcție de secțiunea de trecere, valoarea superioară a vitezei fiind limitată de fenomenul de reantrenare a prafului de pe electrodul de depunere.

Din relația clasică de calcul a randamentului a lui Deutsch :

$$\eta = 1 - e^{-\frac{w}{v}\cdot\frac{L}{h}} \tag{1}$$

unde

w este viteza de depunere
v — viteza de curgere a gazului în electrofiltru
L — lungimea cîmpului electric în electrofiltru
h — distanța dintre electrozii de emisie și depunere

Se vede cum creșterea vitezei influențează negativ gradul de epurare numai atunci cînd ea apare ca o consecință a măririi debitului de gaze ce trebuie epurate, în condițiile constanței produsului SL. Viteza de reantrenare v_{reantr} este o mărime caracteristică a unui tip de praf depinzînd de mărimea particulelor, de greutatea lor specifică, de greutatea specifică a gazului și de forma particulei. Ea apare din momentul în care energia cinetică a masei de gaz depășește lucrul mecanic necesar pentru a deplasa particula de praf, stricînd echilibrul dat de relația (2) în care forma particulei de praf s-a considerat, ca fiind o sferă :

$$h\,.\,\frac{\pi d^2}{8.g}\,.L.\gamma_g\cdot v^2 = \frac{\pi d^3}{6}\,.L.\gamma_p \tag{2}$$

unde :

d este diametrul particulei de praf (m).
g — 9,807 — gravitația pămîntului (m/s²).
L — lungimea volumului masei de gaz a cărei energie cinetică se ia în considerare, respectiv traseul parcurs de particulă în electrofiltru (m).
$\gamma_p ; \gamma_g$ — greutatea specifică a materialului unei particule de praf, respectiv a gazului (g/cm³).
k — 0,6 coeficientul care ține seama de faptul că particula de praf are o formă neregulată și nu este o sferă perfectă. Valoarea s-a luat după [1].

Rezultă : $v_{reantr} = 4{,}66\,\sqrt{d,\ \gamma_p/\gamma_g}$ m/s. (3)

Calculul s-a efectuat pentru cazul cel mai defavorabil, respectiv pentru momentul scuturării, făcînd abstracție de forțele care țin legate particulele de praf de electrozii de depunere. Distanța dintre electrozii de emisie și electrozii de depunere notată cu h influențează de asemenea randamentul ; se recomandă ca drumul parcurs de particula de praf pînă la electrodul de depunere să fie cît mai mic, cu condiția păstrării unui cîmp electric suficient de mare. Soluția de compromis adoptată în practică se bazează pe experiența de-a lungul anilor și indică h = 100—300 mm.

În figura 3 se dă randamentul teoretic de desprăfuire a unui electrofiltru, în funcție de viteza gazului pentru L=1200 cm ; w = 10cm/s și pentru h = 100 mm ; 150 mm ; 200 mm. Se observă că la viteze mici de curgere a gazelor ponderea lui h în valoarea randamentului este mai redusă, dar cu creșterea vitezei influența mărimii lui h se face simțită.

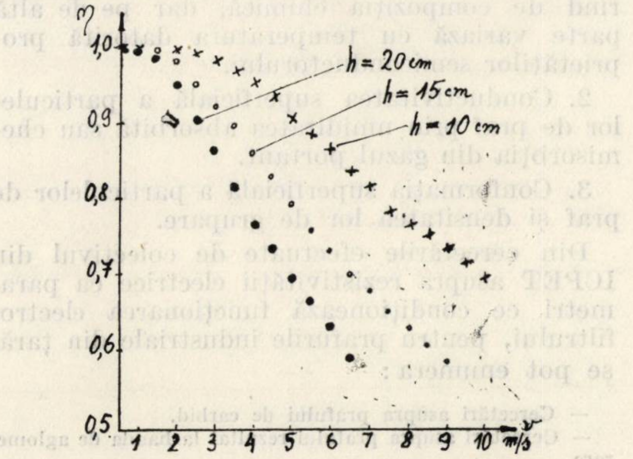


Fig. 3. Randamentul teoretic de desprăfuire a unui electrofiltru ; în funcție de viteza gazului pentru L = 1200 cm ; w = 10 cm/s și h = 100 mm ; 150 mm ; 200 mm.

2. Parametrii sistemului dispers gaz-praf şi influenţa condiţiilor electrice existente în spaţiul dintre electrozi.

Parametrii sistemului dispers gaz-praf sînt : granulaţia prafului, cantitatea prafului, rezistivitatea electrică a prafului, calitatea curgerii gazelor şi punctul de rouă. Acestea, împreună cu influenţa condiţiilor electrice existente în spaţiul dintre electrozi, condiţionată de alimentarea electrică, tipul şi mărimea acesteia, determină valoarea vitezei de depunere. Viteza de depunere este influenţată şi de viteza de curgere a gazelor. Modul de funcţionare a unui electrofiltru depinde în mare măsură de rezistenţa specifică a stratului de praf. Rezistivitatea electrică a prafului care urmează a fi separat influenţează separarea fazei disperse astfel :

— Praful care are rezistivitatea pînă la 10^4 Ωcm (cocs volatil, praf de cărbune, praf de metal) sosit pe electrodul de depunere pierde foarte uşor sarcina pe care a primit-o la parcurgerea cîmpului electric, deci pierde forţele de adeziune şi este reantrenat în cîmp. Aceste prafuri pot fi separate numai cu ajutorul unor electrofiltre cu electrozi speciali de captare.

— Prafurile cu rezistivitatea electrică mai mare decît 10^{11}Ωcm dau naştere la ionizări inverse, care fac ca tensiunea de alimentare a filtrului să scadă. Din cercetările efectuate s-au găsit procedee de reducere a rezistivităţii electrice : condiţionări cu SO_2 sau NH_3, apă etc.

Valorile rezistivităţii electrice sînt dependente în principal de trei factori :

1. Conductivitatea de trecere sau de volum a diferitelor particule de praf depinde în primul rînd de compoziţia chimică, dar pe de altă parte variază cu temperatura datorită proprietăţilor semiconductorului.

2. Conductivitatea superficială a particulelor de praf prin umiditatea absorbită sau chemisorbţia din gazul portant.

3. Conformaţia superficială a particulelor de praf şi densitatea lor de grupare.

Din cercetările efectuate de colectivul din ICPET asupra rezistivităţii electrice ca parametri ce condiţionează funcţionarea electrofiltrului, pentru prafurile industriale din ţară, se pot enumera :

— Cercetări asupra prafului de carbid.

— Cercetări asupra prafului rezultat la banda de aglomerare.

— Cercetări asupra prafului rezultat la ieşirea din cuptorul Siemens-Martin.

— Cercetări asupra cenuşii şisturilor bituminoase.

Caracteristica rezistivităţii prafului de carbid funcţie de temperatură şi punct de rouă este prezentată în figurile 4 şi 5 pentru două probe (*A* şi *B*). Deosebirea dintre proba *A* şi *B* este dată de distribuţia granulometrică şi de compoziţie chimică, prezentate în tabelul 1.

Analizînd figurile 4 şi 5 rezultă că la o creştere cu numai 10°C punct de rouă valoarea rezistivităţii scade cu un ordin de mărime.

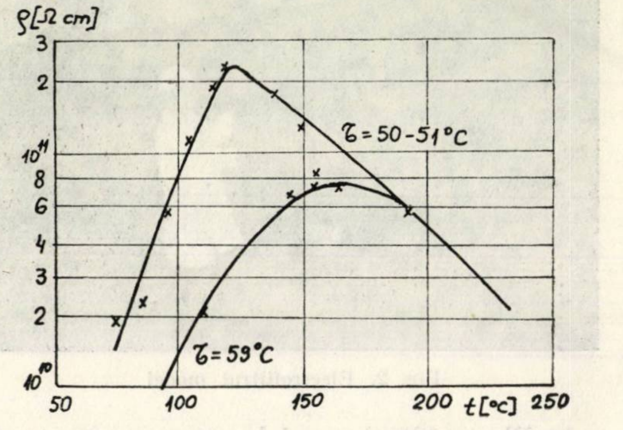


Fig. 4. Rezistivitatea electrică a prafului de carbid (proba *B*) pentru diferite temperaturi şi puncte de rouă variind între 50 şi 60°C.

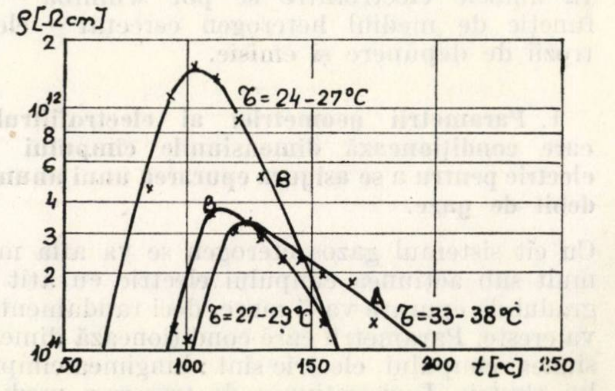


Fig. 5. Rezistivitatea electrică a prafului de carbid funcţie de temperatură şi punct de rouă, variind între 24 şi 38°C (probele *A* şi *B*).

Tabelul 1

Caracteristicile probelor *A* şi *B*

Distribuţia granulometrică µm	Proba A	Proba B
	%	%
$d \leqslant 2{,}37$	56,4	11,88
$2{,}73 < d \leqslant 4{,}25$	14,8	3,52
$4{,}25 < d \leqslant 6{,}5$	7,4	6,92
$6{,}5 < d \leqslant 11{,}1$	7,6	9,2
$11{,}1 < d \leqslant 16{,}5$	3,6	14,2
$16{,}5 < d \leqslant 27{,}8$	2,6	18,0
$27{,}8 < d \leqslant 35{,}0$	1,4	4,4
$35{,}0 < d \leqslant 40{,}0$	0,6	3,6
$d < 40{,}0$	5,6	28,2
Compoziţie chimică	%	%
MgO	0,49	0,41
CaO	91,74	98,95
St	0,7	0,68
R_2O_3din care	8,37	10,9
Fe_2O_3	0,94	1,12
Al_2O_3	7,14	7,72
SiO_2	6,06	3,45

De asemenea, la temperaturi mici (0—150°C) punctul de rouă influențează sensibil valoarea rezistivității, deoarece în acest domeniu de temperatură conductivitatea este dată în special de umiditatea absorbită și filmul chimic de pe particulă. La temperaturi peste 180°C, punctul de rouă nu mai influențează sensibil valoarea rezistivității, deoarece acum predomină conductivitatea internă a prafului produsă de excitarea termică a electronilor liberi. Analizînd figura 5 care prezintă caracteristica rezistivității electrice pentru probele A și B în jurul acelorași puncte de rouă ($\tau \approx 27$°C), se observă diferențe între valoarea maximă a rezistivității electrice a probei A față de B, de un ordin de mărime. Rezultă că numai compoziția chimică și distribuția granulometrică diferite sînt factorii care dau aceste variații

Caracteristica rezistivității ne dă regimul de temperatură și umiditate la care trebuie să lucreze electrofiltrul. Astfel, pentru praful de carbid electrofiltrul funcționează cu un randament ridicat pentru puncte de rouă mai mari de 59°C (pentru care $\rho_{max} < 10^{11} \Omega$ cm) și temperaturi care să nu fie cuprinse în domeniul de 140—180°C, domeniu în care este situat maximul rezistivității.

În figurile 6, 7 și 8 sînt prezentate caracteristicile rezistivității electrice a unor prafuri industriale provenind de la diferite instalații tehnologice, pentru diferite temperaturi și puncte de rouă. Se observă că alura generală a curbei și ordinul de mărimea a rezistivității electrice sînt caracteristice pentru tipul respectiv de praf.

Deplasarea particulei putîndu-se considera bidimensională (fig. 9) lungimea necesară a cîmpului electric L rezultă din relațiile $L = v \times t$ și $t = h/w$ sau $L = \frac{v.h}{w}$,

care reprezintă condiția impusă, ca timpul necesar pentru ca o particulă să parcurgă spațiul h cu viteza de depunere w să se afle sub acțiunea cîmpului electric. Dacă se introduce valoarea lui L în relația randamentului (1), atunci partea exponențială capătă valoarea 1 și randamentul devine 0,63. Ca atare, se va lua în considerare relația $L = k. \frac{v.h}{w}$ cm (4) unde : $k > 1$, coeficient ce se alege funcție de randamentul dorit de a se obține după diagrama din figura 10 adimensional.

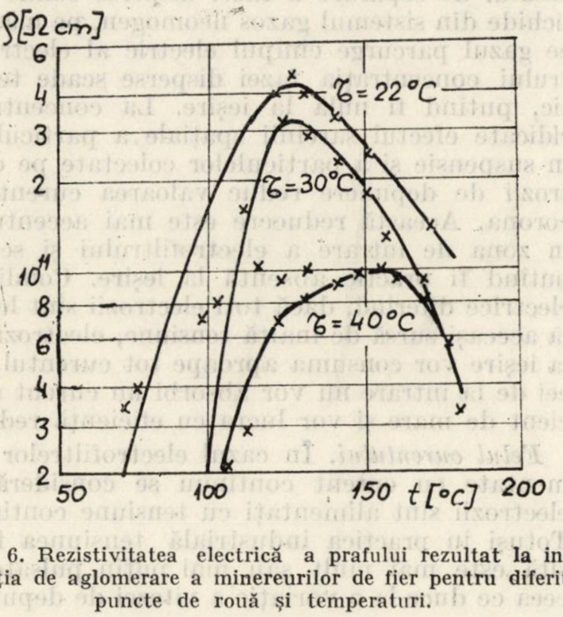


Fig. 6. Rezistivitatea electrică a prafului rezultat la instalația de aglomerare a minereurilor de fier pentru diferite puncte de rouă și temperaturi.

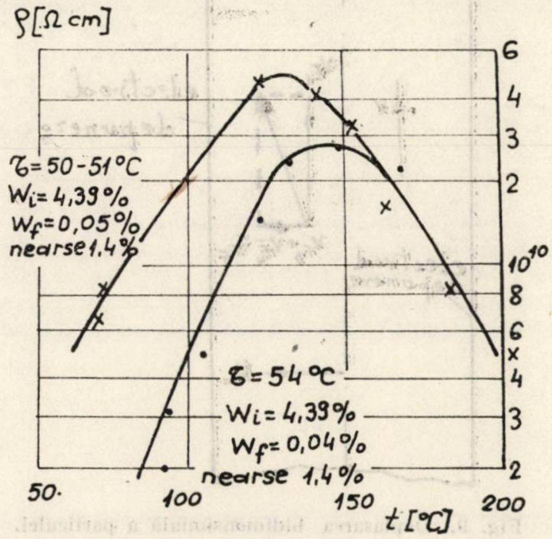


Fig. 7. Rezistivitatea electrică a prafului rezultat dintr-un cuptor Siemens-Martin pentru diferite puncte de rouă și temperaturi.

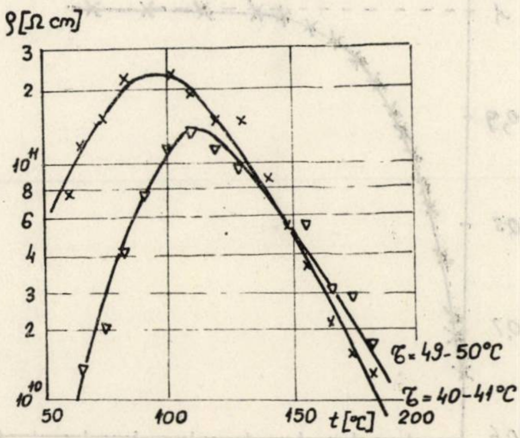


Fig. 8. Rezistivitatea electrică a cenușii de șisturi bituminoase arse în centrală termică pentru diferite puncte de rouă și temperaturi.

Parametrii de alimentare electrică care influențează randamentul unui electrofiltru prin modificarea condițiilor electrice existente în spaţiul dintre electrozi sînt: polaritatea tensiunii, mărimea tensiunii, mărimea curentului corona, sistemul de împărţire pe zone şi felul curentului.

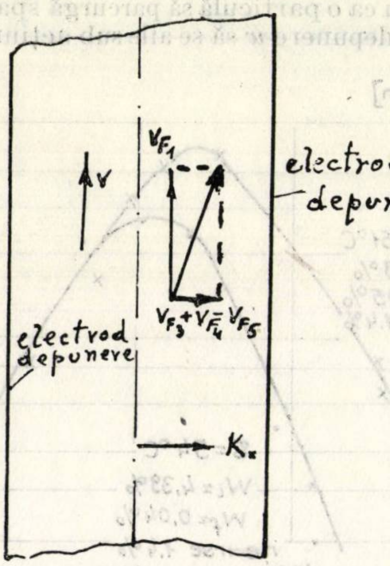


Fig. 9. Deplasarea bidimensională a particulei.

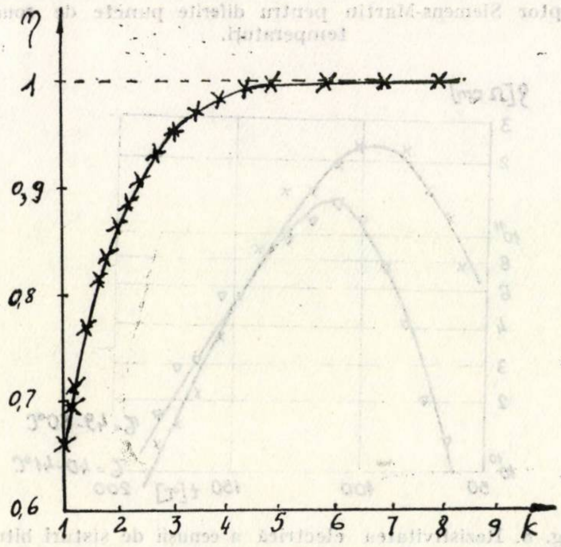


Fig. 10 Variaţia randamentului η electrofiltrului în funcţie de coeficientul K.

Polaritatea tensiunii. Ca urmare a mobilităţii mai mari a purtătorilor de electricitate negativă, ionii negativi rapizi se fixează mai uşor pe particula de praf, asigurînd un transport mai rapid al acestora spre placa de depunere. De asemenea, tensiunea de străpungere este mai mare la corona negativă faţă de corona pozitivă la aceeaşi valoare a cîmpului electric. În cazul polarităţii negative a tensiunii s-au obţinut creşteri măsurate ale randamentului faţă de polaritatea pozitivă a tensiunii de pînă la 20%.

Mărimea curentului corona condiţionează desfăşurarea corespunzătoare a procesului de încărcare şi de transport a particulelor spre electrodul de depunere. Limita valorii superioare este condiţionată de mărimea tensiunii de străpungere. În tabelul 2 se indică variaţia conţinutului de praf în gazele curate funcţie de curentul corona, determinată la măsurători efectuate la electrofiltre aflate în exploatare în ţară.

Tabelul 2

Dependenţa conţinutului de praf în gazele epurate de curentul corona

Locul unde s-au făcut prelevările de praf	Curent corona A ρA		Conţinut praf în gazele epurare g/Nm^3
	Cîmp desprăfuire grosieră	Cîmp desprăfuire finisare	
Electrofiltru la cuptor Siemens-Martin	91 883	90 900	0,354 0,058
Electrofiltru de epurare la aglomerarea minereurilor de siderurgie	240 433	66 346	0,284 0,113

La aceeaşi tensiune se poate creşte valoarea punctului corona şi implicit viteza de depunere prin folosirea de electrozi adecvaţi. Electrozii cu emisie mare de curent trebuie folosiţi numai la concentraţii mari de praf, la concentraţii mai mici putînd să ducă la scăderea tensiunii. Ca factor ce influenţează mărimea curentului corona se mai pot cita temperatura (valoarea curentului corona creşte cu temperatura), compoziţia gazelor, punctul de rouă (creşte cu umiditatea) şi distanţa faţă de electrozii de depunere (scade cu creşterea distanţei).

Sistem de împărţire pe zone. Ca urmare a procesului de separare a fazei disperse solide sau lichide din sistemul gazos neomogen, pe măsură ce gazul parcurge cîmpul electric al electrofiltrului concentraţia fazei disperse scade teoretic, putînd fi nulă la ieşire. La concentraţii ridicate efectul sarcinii spaţiale a particulelor în suspensie şi a particulelor colectate pe electrozii de depunere reduc valoarea curentului corona. Această reducere este mai accentuată în zona de intrare a electrofiltrului şi scade, putînd fi practic absentă la ieşire. Condiţiile electrice diferind, dacă toţi electrozii sînt legaţi la aceeaşi sursă de înaltă tensiune, electrozii de la ieşire vor consuma aproape tot curentul, iar cei de la intrare nu vor absorbi un curent suficient de mare şi vor lucra cu eficienţă redusă.

Felul curentului. În cazul electrofiltrelor alimentate cu curent continuu se consideră că electrozii sînt alimentaţi cu tensiune continuă. Totuşi în practica industrială tensiunea folosită este mai mult sau mai puţin pulsatorie, ceea ce duce la o variaţie a vitezei de depunere în timp. Din experimentările făcute a rezultat superioritatea tensiunilor pulsatorii datorită caracteristicilor de descărcare nesatisfăcătoare ale tensiunii continue.

3. Influenţa unor soluţii constructive, în condiţiile păstrării constante a parametrilor geometrici care condiţionează dimensiunile cîmpului electric

Un element constructiv de mare importanţă pentru randamentul de desprăfuire sînt electrozii de depunere caracterizaţi prin: suprafaţă de depunere mare, suprafaţă netedă fără muchii ascuţite dirijate spre cîmpul electric pentru a nu se favoriza descărcări inverse, ecranarea suprafeţei de depunere faţă de direcţia de scurgere a gazelor, posibilitatea de curăţire din şocuri sau vibraţii mecanice. Mecanismul de scuturare pentru electrozii de depunere are importanţă, întrucît la o grosime de strat de praf depus depunerea acesteia în continuare are un caracter redus, fracţiunea desprinsă printr-o lovitură din stratul de praf fiind determinată de acceleraţia maximă atinsă la şocuri de scuturare şi care este apreciată la 200 *g* la scuturarea de forfecare şi 100 *g* la cea transversală, *g* fiind acceleraţia pămîntului. La unele prafuri aceste valori pot fi mai mici. Creşterea temperaturii gazelor uşurează scuturarea. Pentru a se elimina efectele negative ale depunerii de praf pe electrozii de emisie se asigură şi o scuturare a acestora. În cazul electrozilor de depunere, spre deosebire de electrozii de emisie se recomandă să rămînă un strat permenent de praf, în caz contrar particulele de praf mai mari—atrase la placa de depunere ca urmare a şocului produs de momentul impactului—în loc de a se afunda în praf pot fi aruncate înapoi în fluxul de gaze.

Repartiţia vitezelor de deplasare a mediului dispers are o mare importanţă asupra randamentului electrofiltrului cît şi asupra posibilităţii controlării prin calcul a valorii acestuia. Pentru asigurarea uniformizării curgerii mediului dispers şi contracararea efectelor creşterii bruşte a secţiunii în locul de racordare a conductei de admisie a gazului în electrofiltru, se introduc în aceste locuri plăci perforate.

4. Alţi factori care condiţionează randamentul

Randamentul în electrofiltru, realizat în afară de criteriile de concepţie care au stat la baza lui, depinde într-o foarte mare măsură şi de conştinciozitatea constructorului. O etanşare imperfectă duce la antrenarea de aer fals din mediul ambiant, ceea ce are ca efect creşterea debitului cu scăderea corespunzătoare a randamentului şi modificarea temperaturii şi a punctului de rouă, fapt care poate plasa regimul de funcţionare a electrofiltrului în domenii de lucru nefavorabile. Montarea necorespunzătoare a electrozilor de emisie cu nerespectarea distanţei indicate faţă de electrozii de depunere afectează tensiunea de lucru şi deci mărimea cîmpului între electrozii de emisie şi de depunere. Apropierea unui singur electrod de emisie mai mult decît trebuie de electrozii de depunere duce la producerea de străpungeri de scurtcircuitare la tensiuni mai joase, ceea ce face ca electrofiltrul să fie folosit sub posibilităţile sale de proiectare. Neechilibrarea debitului afectează de asemenea randamentul. În timpul exploatării trebuie să se verifice zilnic dacă sistemul de scuturare a electrozilor funcţionează.

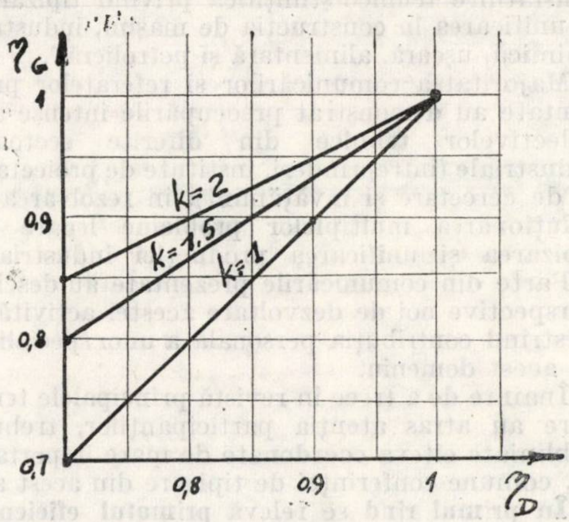


Fig. 11 : Variaţia randamentului garantat la punerea în funcţiune η_G în funcţie de randamentul de durată η_D şi coeficientul de siguranţă *K*.

Din practica de exploatare a electrofiltrelor se desprinde constatarea că randamentul unui electrofiltru nou pus în funcţiune nu se păstrează şi mai scade în timp. Ca atare i s-a introdus noţiunea de randament garantat la punerea în funcţiune ae lectrofiltrului η_G şi de randament de durată η_D, care reprezintă randamentul scontat în exploatare. În acest scop se poate folosi relaţia [2]:

$$\eta_G = 100 \frac{100 - \eta_D}{k} \qquad (5)$$

unde: η_G este randamentul garantat;
η_D — randament de durată;
k — coeficientul de siguranţă.

În figura 11 se dau diagramele de determinare a η_G funcţie de η_D pentru diferite valori ale coeficientului de siguranţă *k*.

BIBLIOGRAFIE

1. *Lutynski, I.* — Desprăfuirea electrică a gazelor C.D.P.T. M.C.B. — 1973
2. *Vetter, H.* — Umbau — Erfolge und Dauerbetriebe bei Rauhgas — E — Filtren für rheinische Braunkohle, in: Braunkohle, Heft 7 iul. 1962 p. 256...269
3. *White, H.I.* — Industrial electrostative precipitation — ADDISON—WESLEY PUBLISHING COMPANY, INC. 1963

MANIFESTĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI TEHNICE

Cea de a IV-a consfătuire de tipizare și unificare în industria constructoare de mașini

Petre **DUMITRESCU** – Ministerul Industriei Construcțiilor de Mașini; **V. NISIPEANU** – Ministerul Aprovizionării și al Gospodăririi Fondurilor Fixe

Din inițiativa DGTI – MICMG au fost organizate în ultimii ani conferințe anuale consacrate tipizării și unificării în ramura industriei constructoare de mașini.

În acest an, în perioada 26–27 iunie 1975, la Brașov a fost organizată „Cea de a IV-a consfătuire tehnico-științifică privind tipizarea și unificarea în construcția de mașini, industria chimică, ușcară, alimentară și petrolieră".

Majoritatea comunicărilor și referatelor prezentate au demonstrat preocupările intense ale colectivelor tehnice din diferite sectoare industriale (întreprinderi, institute de proiectare și de cercetare și învățămînt), în rezolvarea și soluționarea multiplelor probleme legate de tipizarea și unificarea producției industriale.

Parte din comunicările prezentate au deschis perspective noi de dezvoltare acestei activități, ilustrînd contribuția personală a unor specialiști în acest domeniu.

Înainte de a trece în revistă principalele teme care au atras atenția participanților, trebuie subliniate cîteva coordonate de mare importanță, comune conferinței de tipizare din acest an.

În primul rînd se relevă **primatul eficienței** caracteristic majorității **lucrărilor** prezentate și care – indiferent de diversitatea și natura acestora – a constituit elementul comun, liantul de bază în comunicările și referatele expuse. Sarcina noastră principală de a crește continuu eficiența activității economice corespunde pe deplin indicațiilor date în această privință în mod permanent de către tovarășul Secretar General al Partidului Comunist Român, Nicolae Ceaușescu.

În al doilea rînd se subliniază lărgirea conceptului de tipizare, evoluția acestuia spre o concepție completă care poate fi exprimată prin **tipizarea complexă** a produselor industriale și care implică în etapa actuală unificarea elementelor componente ale produselor fabricate în serie în țară, tipizarea parametrică, constructivă sau funcțională a unor sisteme de mașini și utilaje, precum și tipizarea proceselor tehnologice de fabricație, determinate științific la nivelul ramurilor industriale.

Una din trăsăturile cele mai caracteristice ale **evoluției actuale a conceptului de tipizare îl constituie ridicarea acestuia la rangul de problemă de stat.**

Conducerea partidului a subliniat în repetate rînduri necesitatea **trecerii** mai hotărîte la realizarea unor **programe naționale** de tipizare și fabricare a produselor în toate ramurile economiei naționale. Ca urmare a indicațiilor din ultima vreme date de tovarășul Secretar General Nicolae Ceaușescu **au fost elaborate programe ample de tipizare** pentru industria constructoare de mașini, industria metalurgică, industria electrotehnică, chimică, programe care contribuie activ la promovarea progresului tehnic în economia națională.

Tendițele de dezvoltare a tipizării și a unificării în industria constructoare au evoluat foarte rapid în ultimul timp. De la tipizarea unor echipamente de prelucrare (SDV), scule, a unor organe simple de asamblare, **s-a trecut la tipizarea unor grupe de produse compuse din sisteme, familii etc. concepute în serii unitare**, care acoperă domenii tehnologice de utilizări complete.

Conceptul de tipizare în etapa actuală implică :

— *unificarea elementelor componente ale unor serii unitare de produse* și reutilizarea acestora la un număr cît mai mare de tipodimensiuni sau tipovariante constitutive;

— *tipizarea parametrică constructivă sau funcțională a unor sisteme de mașini și utilaje*, determinate pe criterii științifice la nivelul unei ramuri industriale;

— *tipizarea proceselor tehnologice de fabricație*, prin execuția unor piese cu similitudini morfologice, pe mașini-agregat specializate.

Toate aceste deziderate și implicații **conferă tipizării actuale un caracter de complexitate** care corespunde pe deplin etapei de dezvoltare tehnice a ramurii constructoare de mașini.

În aceste condiții **tipizarea complexă** asigură – pe plan național – promovarea unei **concepții unitare** în construcția și fabricarea produselor industriale.

În cadrul celor două secții de lucru ale consfătuirii au fost prezentate 40 de referate și comunicări, care au scos în evidență rezultatele obținute în ultimii ani în domeniul tipizării, precum și propuneri pentru dezvoltarea activității viitoare de tipizare și unificare în domenii importante ale construcțiilor de mașini, ca de exemplu : organe de mașini, echipamente de acționare pneumo-hidraulice, mașini-unelte, echipamente de automatizare, autovehicule, instalații de ridicat și transportat, utilaj chimic, alimentar și petrolier etc.

Un loc important în cadrul dezbaterilor a fost atribuit investigațiilor tehnice și experimentale în realizarea sistemelor de mașini, tipizării constructiv-funcționale a utilajelor, tratării unor metode noi de unificare comune mai multor structuri de mașini, cum sînt : reductoarele și variatoarele de turații, utilajele de transport continuu, utilajele petroliere, utilajele de tratament termic, instalațiile pentru cuptoare etc., precum și în adoptarea unor soluții specifice în reutilizarea elementelor și ansamblurilor componente, cum este cazul sapelor cu conuri pentru foraj, al reductoarelor de uz general și al celor pentru instalațiile de ridicat și transportat etc.

Noul laminor tandem la rece, cu şase montanţi, al societăţii Rasselstein are o viteză de 2400 metri/minut...

...şi cu rulmenţi Timken pe valţurile de lucru.

Societatea Rasselstein AG a sporit capacitatea de producţie la Andernach, în R. F. Germania, prin instalarea primului laminor tandem la rece, cu şase montanţi, din Europa. Această nouă uzină constituie cel mai complet automatizat laminor la rece din lume.

Laminorul a intrat în funcţiune la începutul anului 1972, producînd tablă de oţel subţire şi tablă de cositor. Capacitatea maximă de debobinare este de 46 tone. Viteza maximă de 2400 metri pe minut face din această instalaţie una din cele mai rapide laminoare din lume.

Pentru echiparea valţurilor de lucru, cu un diametru de 615 mm, ai agregatului, Societatea Rasselstein a specificat rulmenţi cu patru rînduri de role conice şi cu alezaj cilindric. Rulmenţii Timken au fost aleşi fiindcă experientă a arătat că ei dau cea mai bună performanţă de durată infinită.

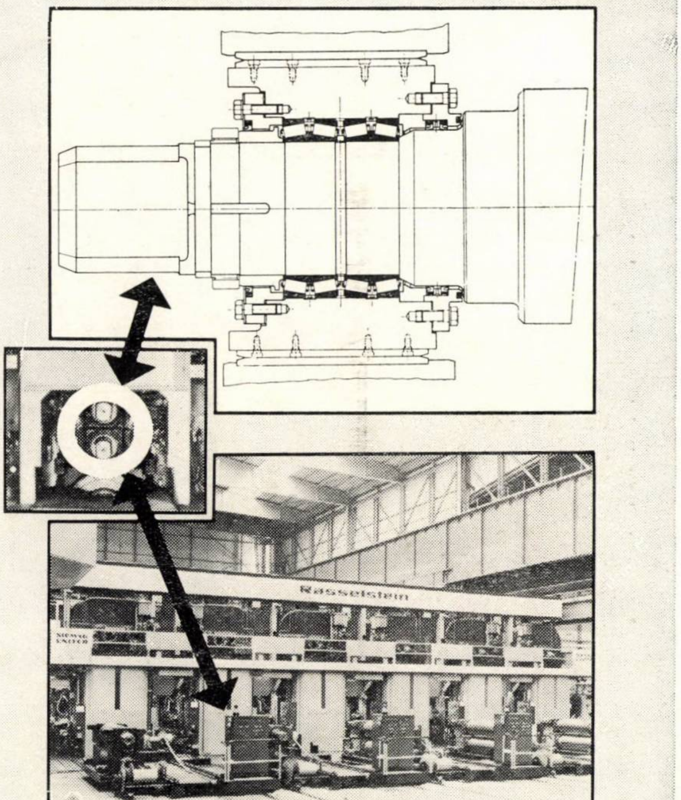
« Datorită calităţii lor superioare, rulmenţii Timken, sînt ideali pentru laminare de mare viteză.»

Societatea Timken invită constructori şi utilizatori de laminoare să intre în legătură cu birourile sale pentru a obţine îndrumări competente cu privire la laminoare de *orice* configuraţie.

Oferim 75 de ani de experienţă în materie de rulmenţi cu role conice, precum şi selecţia cea mai completă din lume de rulmenţi cu role conice de înaltă calitate. Ne va face plăcere să primim cereri de informaţii dela dumneavoastră.

Pentru amănunte suplimentare, inclusiv o analiză a aplicaţiilor dumneavoastră ale rulmenţilor pentru laminoare — scrieţi la « Service des Etudes-Application », la adresa mai jos.

Timken France — sucursala societăţii The Timken Company, B.P. 191, 68003 — Colmar, France.

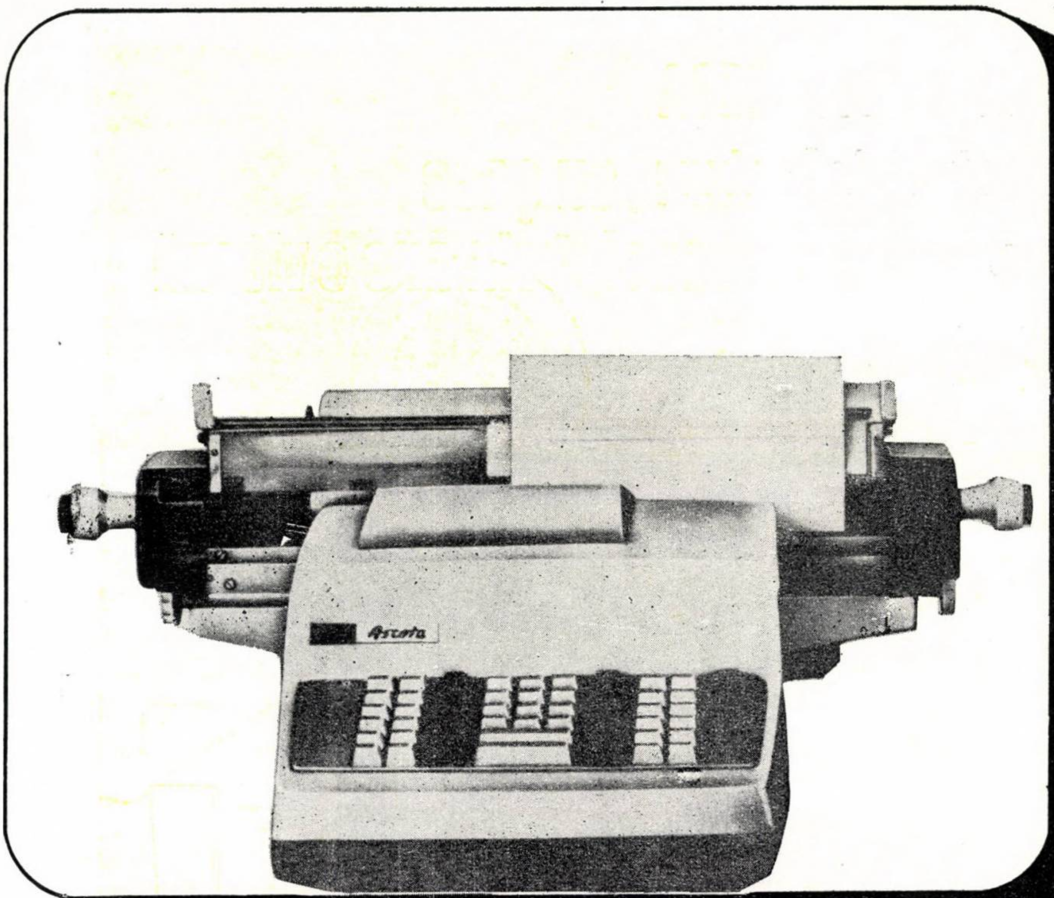


Rulmenţii Timken se vînd în 133 de ţări. Se fabrică în Franţa, Africa de Sud, Australia, Brazilia, Canada, Marea Britanie şi U.S.A.

TIMKEN®

MARCA DEPUSĂ

RULMENTI CU ROLE CONICE



daro

1353

SE POATE FOLOSI RAŢIONAL ORIUNDE TREBUIE O EVIDENŢĂ CONTABILĂ

şi la evaluarea rapidă a datelor. Pentru decizii bine fondate în economie "DARO 1353", automat de contabilizare de mare randament produce suporturi de date citibile cu maşina sub forma - atît de avantajoasă - a benzilor perforate. Datele pot fi prelucrate pe loc, la centru, din cele mai diferite criterii, cu un aparat electronic. Combinarea operaţiilor de contabilizare, calcul şi perforare într-un singur proces de lucru reduce sensibil timpul unei înregistrări descentralizate. Solicitaţi informaţii amănunţite.

Se livrează cu 2, 4 sau 6 dispozitive de soldare, cu o capacitate de înregistrare şi calcul de 12/12 poziţii. Indeplineşte automat numeroase funcţii cu ajutorul unui tambur de comandă şi a benzii cu program. Dispozitivul de control al cifrelor elimină orice greşeală la introducerea datelor. Viteza de perforare este de 50 semne/s. Prin codificări variabile ale benzii perforate în sistemele de 5-8 canale, aparatul este compatibil cu orice aparat de prelucrare electronică a datelor.

Büromaschinen-Export
GmbH Berlin
DDR - 108 Berlin
Friedrichstrasse 61
Deutsche Demokratische
Republik

bme

PUBLICOM

Hüller

De la planificare pînă la piesa finită

Hüller găsește soluția pentru orice problemă privind finisarea. Utilizați vasta noastră experiență și cunoștințele noastre multiple în construcția mașinilor-unelte.

Pentru serii mari:

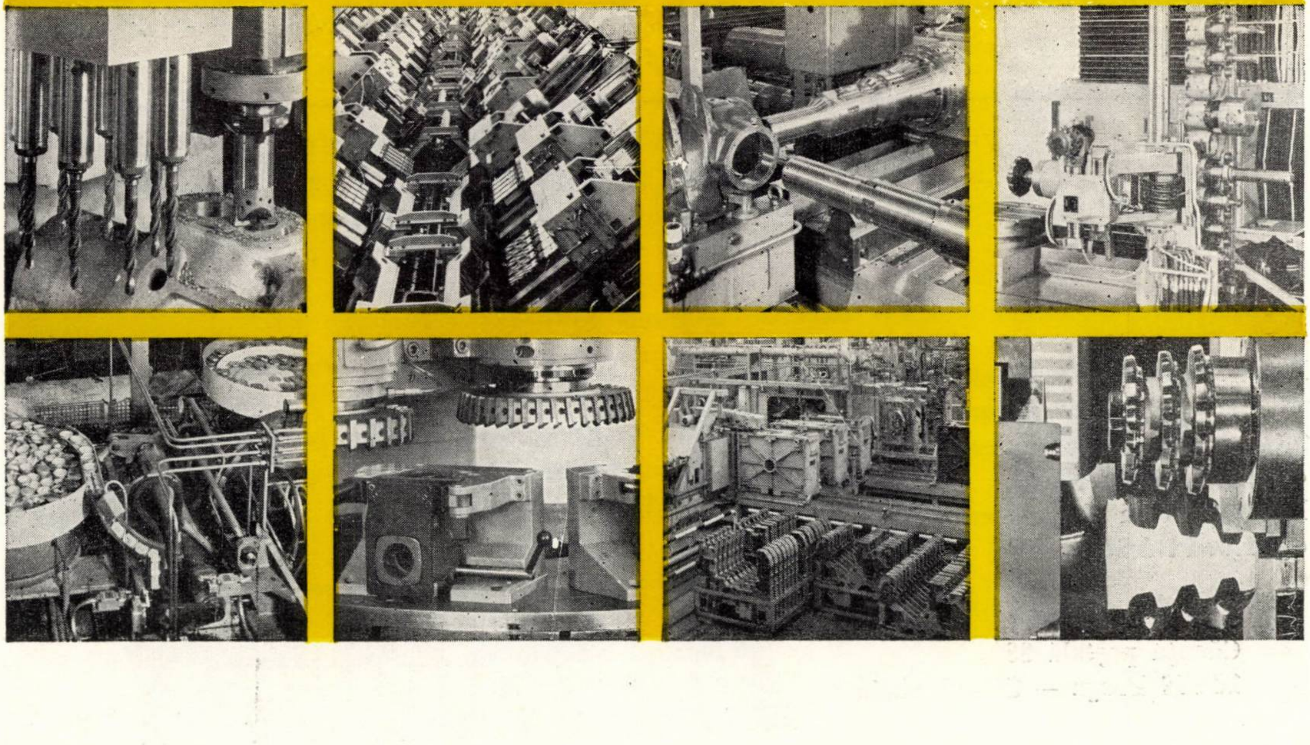
căi de transfer,
mașini speciale,
mașini pentru montaje,
căi de montaj
asamblate din unități de construcție normate.

Pentru serii mici și mijlocii:

centre de prelucrare comandate numeric,
mașini standard.

Karl Hüller GmbH Fabrică de mașini-unelte
D-7140 Ludwigsburg NRF
Căsuța poștală 540
R.F.G.

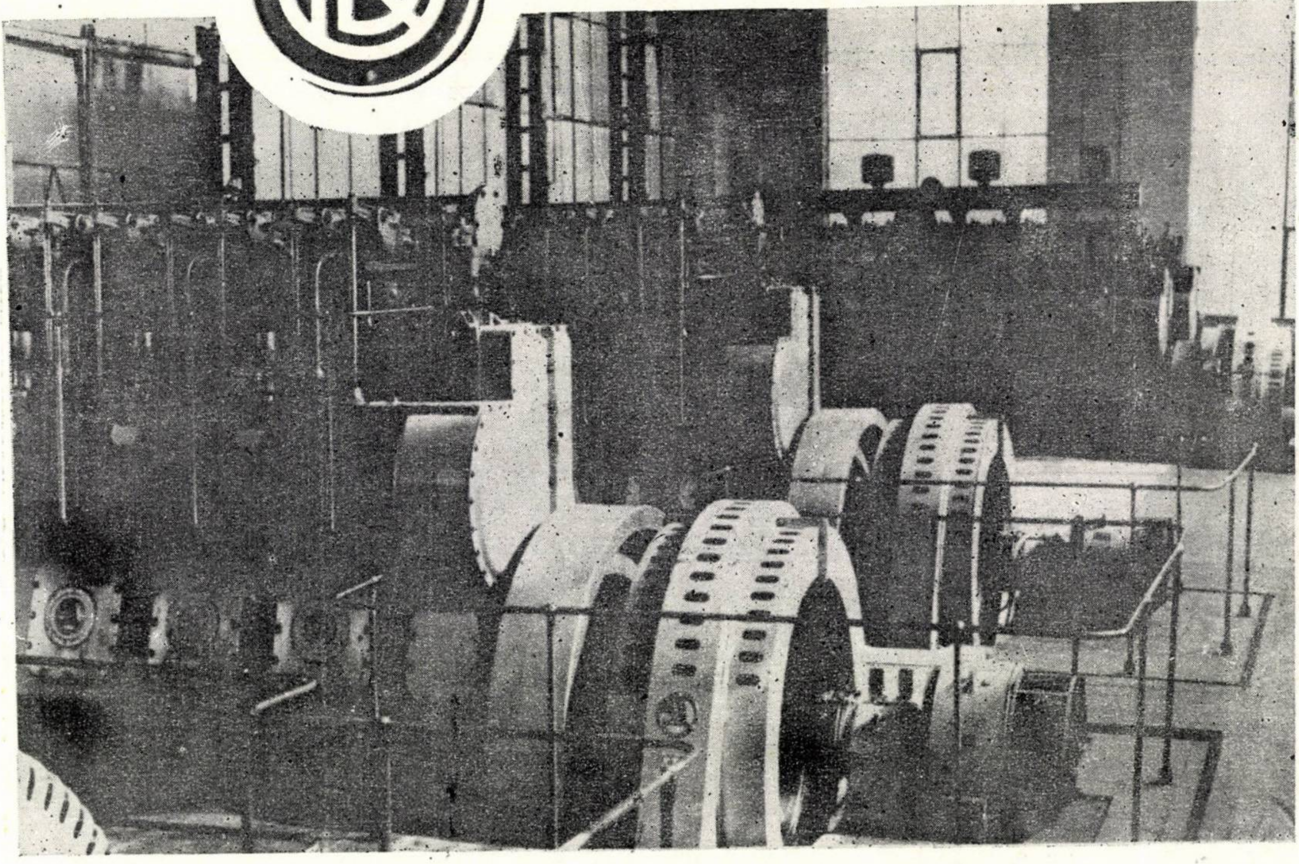
Biroul technic de legătură
Firma COMEX, București, Str. Brezoianu 38, tel.: 13 78 56



AGREGATELE DIESEL ELECTRICE

produse ale industriei cehoslovace

**de motoare diesel
sînt în funcţiune
în patru continente**



Vedere a centralei electrice ROBAT KHARIM din Teheran, dotată cu patru agregate diesel S 350 cu o putere de 2 560 kVA.

Toate aceste agregate s-au livrat în anii trecuţi sub marca SKODA. Uzinele producătoare de motoare diesel comasîndu-se cu concernul CKD PRAGA, aceste agregate se produc în prezent exclusiv sub marca CKD în construcţia iniţială.

CKD PRAGA produce agregate diesel cu domeniul de putere de 23 pînă la 1 450 kVA, dotate cu încercatele motoare CKD din seriile S 110, S 160, S 275, S 350, cu puterea de 30 - 1 670 CP. Agregatele pînă la puterea de 608 kVA se livrează şi cu echipament pentru funcţionare automată, cu pornire automată în caz de cădere în reţeaua de energie electrică.

Date folositoare complete vă oferă la cerere exportatorul agregatelor diesel electrice marca CKD, Intreprinderea de comerţ exterior PRAGOINVEST

Căsuţa poştală 890
18 056 Praga — Cehoslovacia

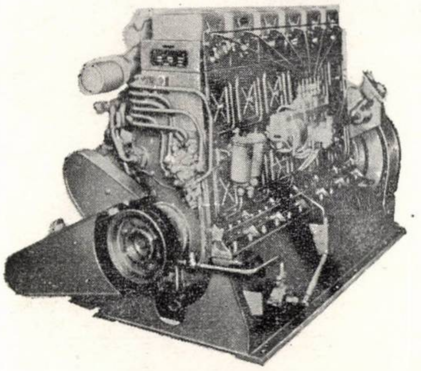
pragoinvest

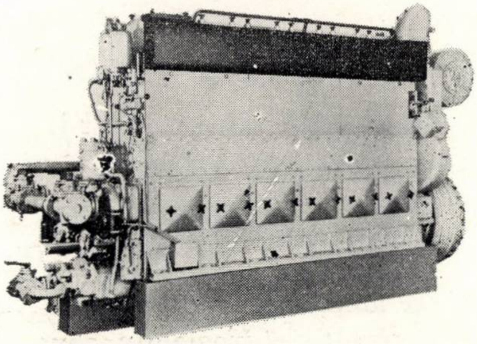
PUBLICOM

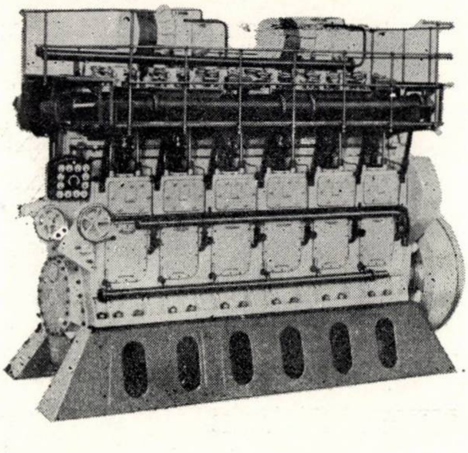
Și în plină furtună pe fluvii, mări sau oceane

vă puteți totdeauna bizui pe motoarele navale CKD

Motoarele diesel-navale marca CKD sînt produse de concernul CKD Praga și livrate de intreprinderea de comerț exterior PRAGOINVEST, în următoarele serii:







- **Seria** L 110

  Domeniul de putere între 30 și 90 CP
- **Seria L** 160

  Domeniul de putere între 90 și 187,5 CP
- **Seria L** 275

  Domeniul de putere între 235 și 550 CP
- Seria L 275 III

  Domeniul de putere între 300 și 950 CP la 600 rot/min
- **Seria L** 350

  Domeniul de putere între 660 și 1670 CP la 375 rot/min
- **Seria 6L** 525

  Motoare cu șase cilindri cu o putere de 2000 la 3500 CP la 250 rot/min

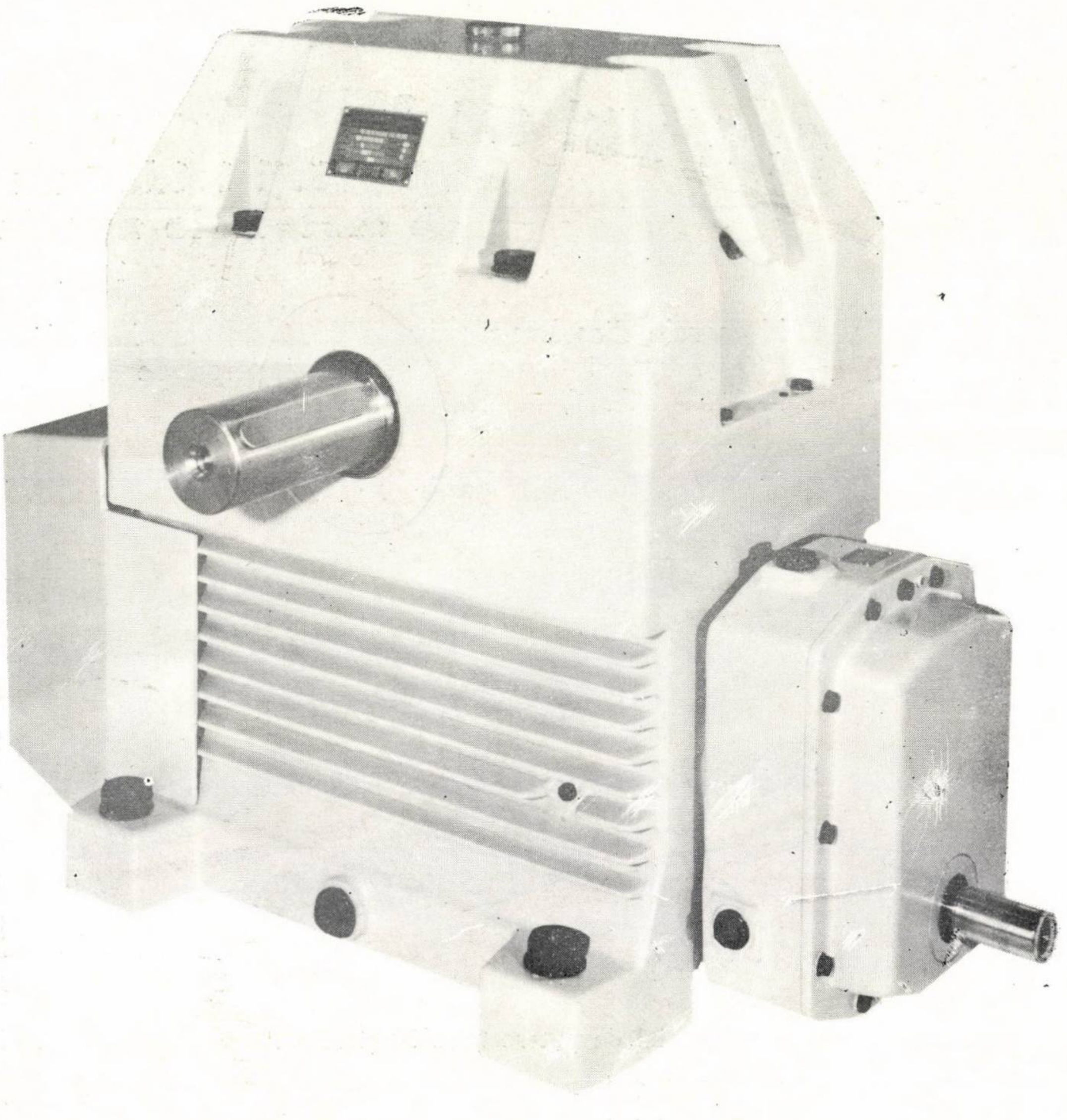
Aceste motoare, executate pînă în anul 1972 sub marca SKODA, își demonstrează fiabilitatea pe orice nave, fluviale și maritime, în peste 70 de țări ale lumii.

Informații mai amănunțite asupra motoarelor se pot cere de la exportatorul motoarelor diesel navale CKD, Intreprinderea de comerț exterior PRAGOINVEST

pragoinvest

Ceskomoravska 23, Praha 9; R. S. Cehoslovacă

PUBLICOM



PENTRU TEHNICA DE AZI ŞI DE MÎINE

ASUG

ANGRENAJE

Transmisii elicoidale universal utilizabile în serii standard, construcţie cu o singură treaptă sau cu mai multe, care realizează o gamă largă de transmisii şi de performanţe şi se evidenţiază prin funcţionare economicoasă şi întreţinere minimă. Alte avantaje :

- mers cu nivel redus de zgomot şi atenuat;
- trepte cu roată cilindrică sau elicoidală intercalabile, care realizează transmisii mai mari, de la 63 pînă la 3150;
- înalt grad de eficacitate şi uzare redusă a pieselor interioare;
- durabilitate sporită a pieselor de schimb şi schimbabilitate.

ASUG produce şi livrează reductoare industriale şi navale universal utilizabile precum şi speciale.

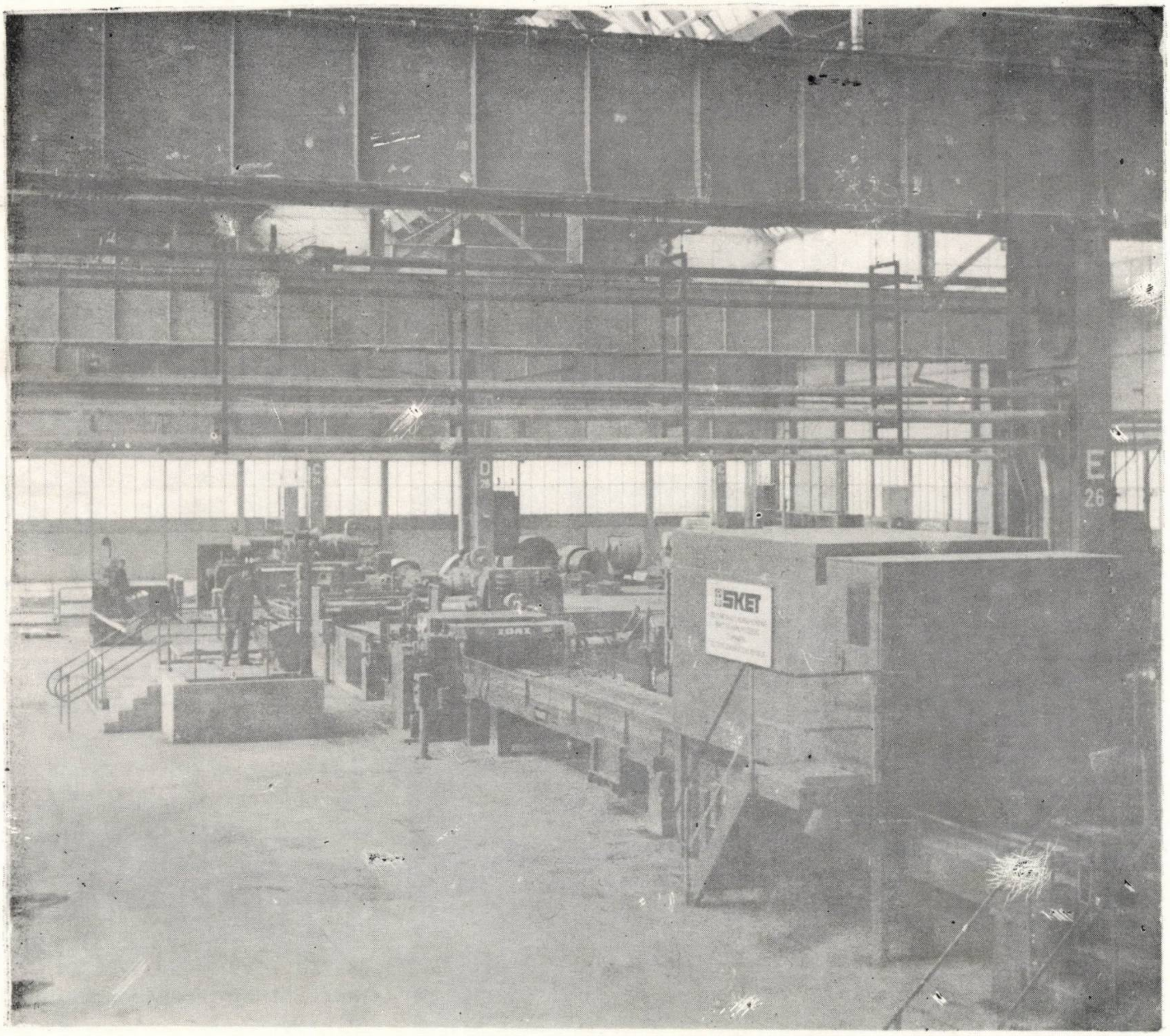
Exportator : **INVEST EXPORT**

Intreprindere de stat pentru comerţ exterior
din Republica Democrată Germană

DDR - 108 Berlin, Johannes - Dieckmann - Straβe 7/9
Telefon : 2240 · Telex : 11 26 95

Informaţii de export :
Secţia comercială a Ambasadei RDG în R. S. România/TKB
Invest Export Bucureşti, str. Compozitorilor nr. 30, scara A

PUBLICOM



INSTALAȚIE PENTRU SECȚIONARE transversală

de 0.4 - 2.0/1550

Instalaţia serveşte pentru tivitul şi secţionarea transversală a benzilor inel din oţel laminat la rece cu o lăţime între 660 şi 1550 mm şi o grosime a benzii între 0,4 şi 2,0 mm. Pot fi tăiate şi foi de tablă cu o lungime între 1500 şi 3500 mm.

Avantaje:
- capacitate de tăiere mare printr-o viteză maximă de lucru de 240 m/min;
- controlul şi sortarea tablelor după structura suprafeţelor şi a toleranţelor de grosime;
- stivuirea rapidă a tablelor prin folosirea stivuitoarelor cu bandă magnetică.

SKET

Exportator : INVEST EXPORT
Volkseigener Aussenhandelsbetrieb der Deutschen Demokratischen Republik
DDR-108 Berlin, Johannes — Dieckman — Strasse 7—9

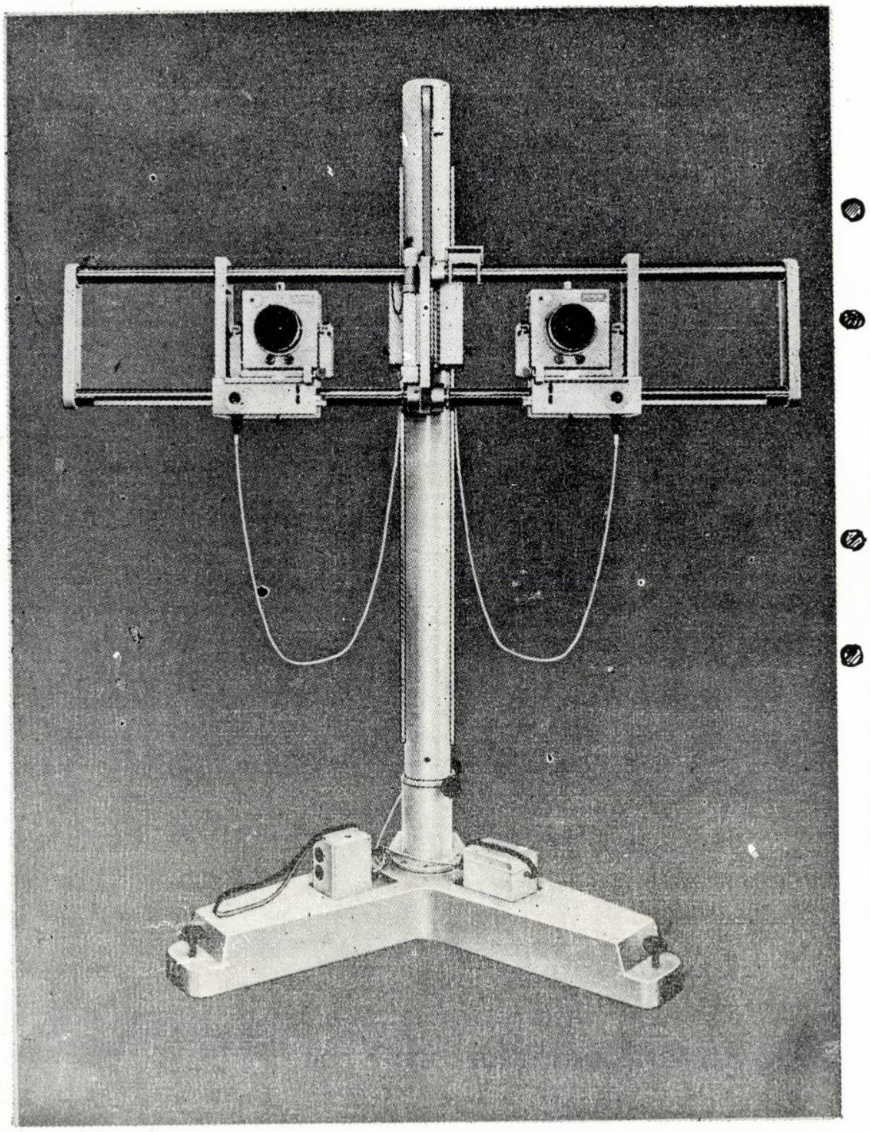
PUBLICOM

FOTOGRAMMETRIE TERESTRA

CARL ZEISS
JENA

Aplicarea fotogrammetriei în cercetarea şi practica celor mai diferite discipline, în special în domeniul industrial de măsurare, stabileşte noi norme şi cerinţe faţă de dispozitivele de fotografiere şi aparatele de restituţie. De aceea vă recomandăm aparatele noastre :

- camera de măsură universală UMK 10/1318(suport de comparator)
- un aparat de fotografiere cu două camere în suspensie specială care furnizează la o distanţă mică de fotografiere rezultate de înaltă precizie.
- pentru evaluarea grafică, aparatul de stereocartare TECHNOCART
- pentru evaluarea numerică stereocomparatorul de precizie STECOMETER, cu un aparat de menţinere a registrului electronic COORDIMETER, pentru înregistrarea automată a coordonatelor.



VEB Carl Zeiss JENA · DDR

Deutsche Demokratische Republik

PUBLICOM

MACHINOEXPORT

Strung revolver automat ACR – 200

BULGARIE

MACHINOEXPORT

Strungul se folosește la prelucrarea automată de mare productivitate a pieselor, începînd cu barele calibrate sau nu, cu diametrul de 40 mm, precum și a pieselor prelucrate preliminar, cu diametrul de 20–85 mm și lungime de 20–155 mm. Prin prelucrarea semiautomată dimensiunile părților prelucrate sînt determinate de parametrii geometrici ai mașinii.

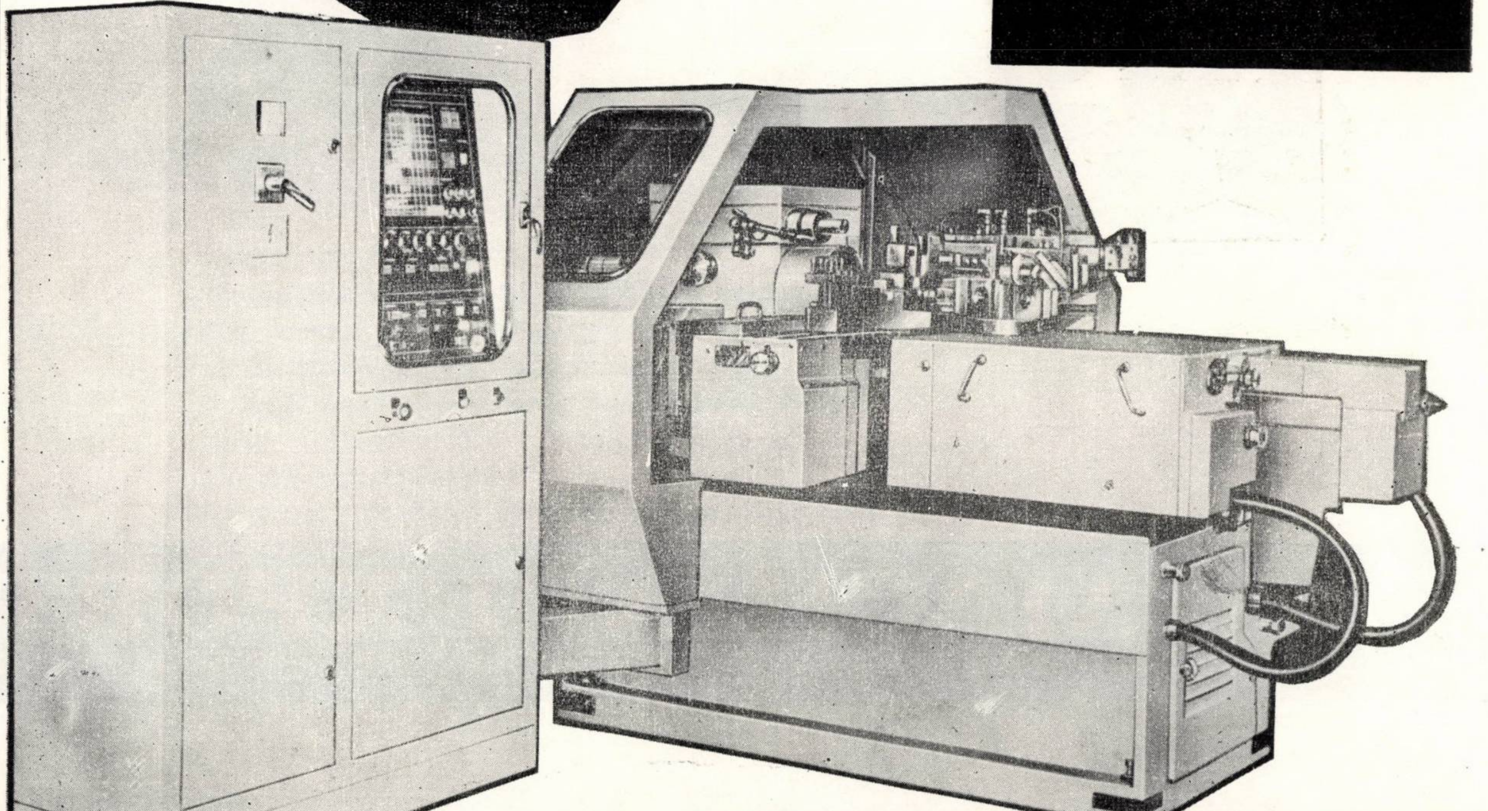
Comanda cu program prin afișare a cotelor se realizează cu ajutorul semiconductoarelor și prezintă o mare siguranță în exploatare.

ACR–200 este o mașină modernă cu mari posibilități tehnologice și o mare precizie de prelucrare. Este prevăzută cu un set complet de scule și accesorii suplimentare.

Diametrul maxim de prelucrare:	
– deasupra căruciorului transversal	220 mm
– deasupra bancului de lucru	400 mm
Cursa longitudinală a căruciorului cu cap revolver	450 mm
Cursa căruciorului transversal	±100 mm
Precizia de copiere	0,05 mm

Exportator :

MACHINOEXPORT – S.A.R.L
Sofia, str. Aksakov nr. 5
Tel : 88.53.21
Telex : 22 425
Telegrame : MACHINOEXPORT – Sofia



PUBLICOM

MAŞINA DE ÎNCĂRCAT BOLOVANI

PPN 1S

LOPATA
MECANICĂ,
ACŢIONATĂ
PNEUMATIC

- pentru încărcarea bolovanilor sfărîmicioşi de circa 35o mm din galeriile înalte de cel puţin 2, 3 m şi unghiul de înclinare de 8° ;
- funcţionează pe şine de diverse lărgimi ;
- este prevăzută cu pulverizator pentru îndepărtarea prafului.

Cereţi informaţii mai amănunţite la adresa următoare:

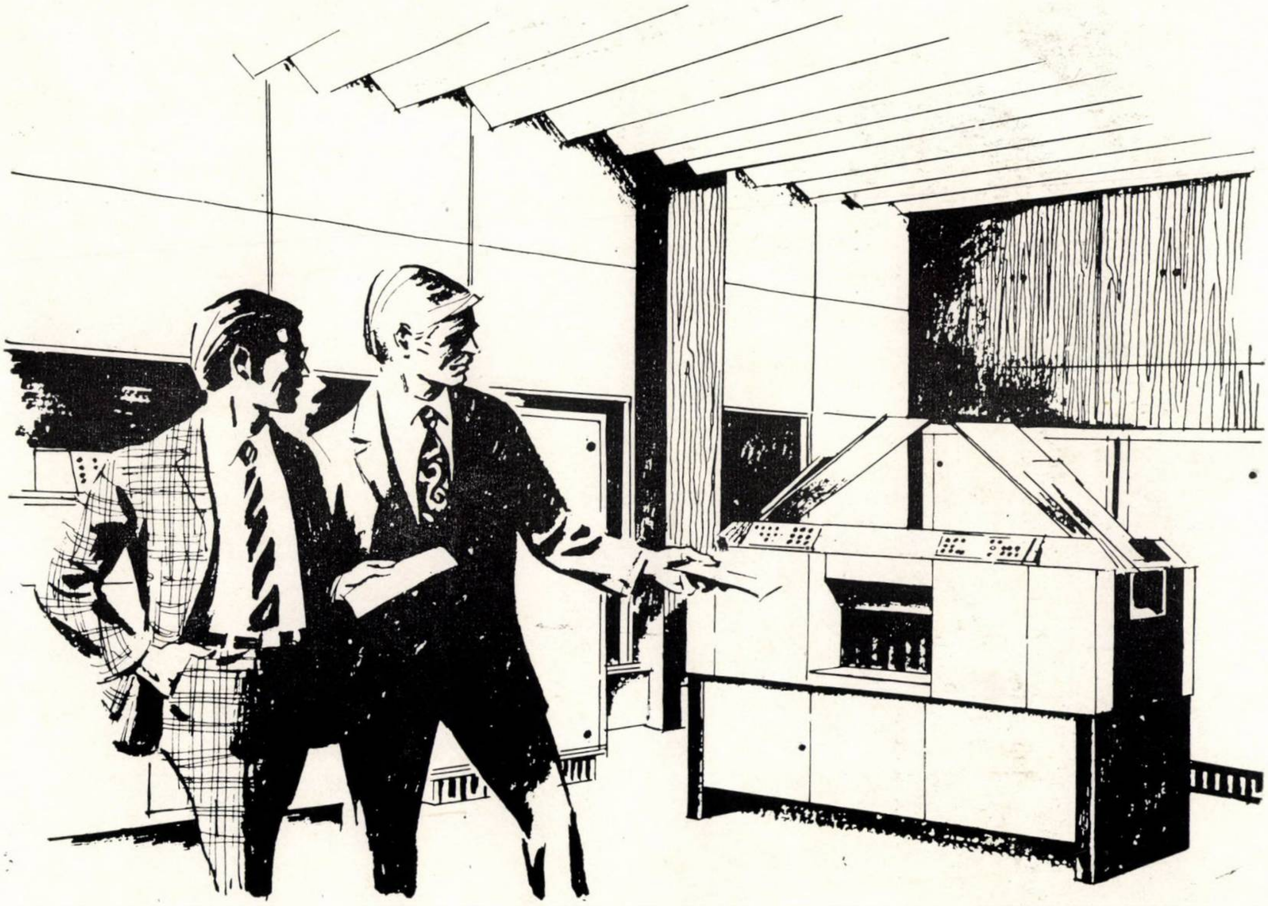
V/O MACHINOEXPORT

☎ 147-15-42 SSSR MOSKVA 117330 MOSKVA V-330 MACHINOEXPORT 720

PUBLICOM

ILKA

CONDIȚIONAREA AERULUI ȘI FRIGOTEHNICA AȘA CUM TREBUIE SĂ FIE !



CÎND SPECIALIȘTII ÎN CALCULATOARE DISCUTĂ ,

Atunci se vor auzi desigur şi cuvinte de laudă despre calităţile funcţionale ale modernelor noastre instalaţii de climatizare ILKA.
Și pe bună dreptate, deoarece instalaţiile noastre de climatizare ILKA creează în primul rînd premisele pentru buna funcţionare a calculatorului, asigurînd aerului umiditate relativă necesară, precum şi temperatura şi puritatea indicată pentru centrele de calcul. Cu seria noastră KGS 1...4, vă livrăm instalaţiile de climatizare fiabile pe care le căutaţi, cu un aport de aer de 600 pînă la 25000 m^3 şi cu o capacitate frigorifică de 2000 pînă la 70000 kcal/h, în execuţie cu răcire directă sau indirectă

ILKA

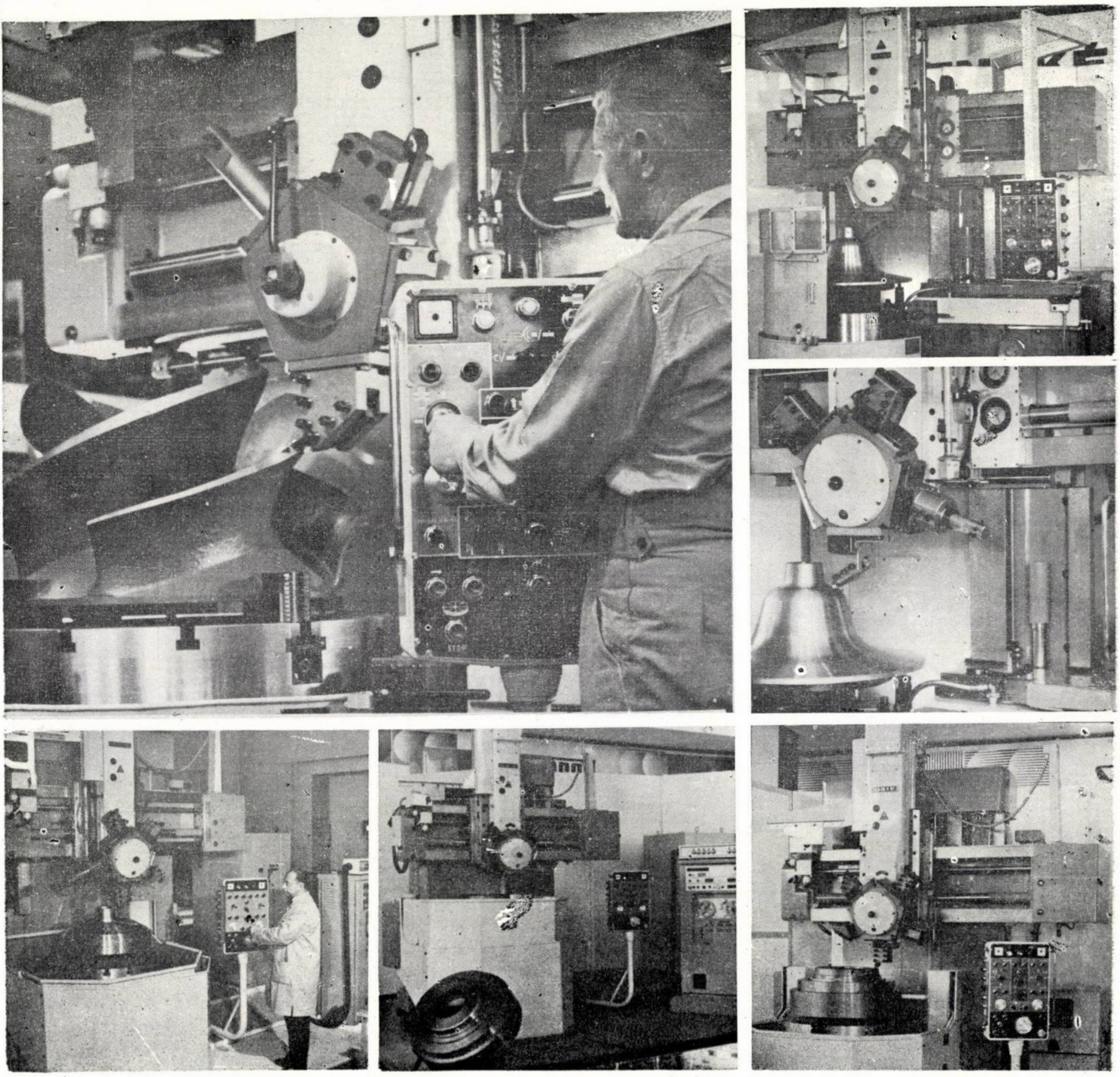
VEB Kombinat
Luft. - und Kältetechnik
DDR 608 Dresden

Exportator :

TechnoCommerz
DDR-108 Berlin, GmbH
Johannes — Dieckman — Strasse 11/13

Secţia comercială a Ambasadei R.D.G. în R.S.România TKB TC
Bucureşti, Drumul Taberei, Aleea Compozitorilor 13, Scara 1

PUBLICOM



Strungurile carusel cu un singur montant

SKJ 8C
SKJ 8D
SKJ 10A GOLDEN INDUSTRIES

TOS HULIN

- Construcţie modernă şi încercată, garanţie pentru o perfectă strunjire de degroşare şi de finisare, interioară şi exterioară, a suprafeţelor cilindrice sau conice.
- Strunjire frontală cu viteză constantă de tăiere, tăierea filetelor metrice şi Whitworth.
- Maşina SKJ 8 C are o sanie de traversă orizontală, iar strungurile SKJ 8 D şi SKJ 10 A mai au pe lîngă aceasta şi un suport lateral.
- Avansul de lucru şi mersul rapid se efectuează cu acţionări hidraulice de manevrare.
- Lăgăruirea planşaibelor, acţionate cu motoare cu curent continuu cu viteză reglabilă, alimentate de la grupuri convertizoare Ward-Leonard.
- Concentrarea elementelor de comandă pe un panou suspendat.
- Turaţii şi avansuri comutabile în mers.
- Strungul carusel poate fi cuplat la sistemul cu comandă numerică, pe bază de convenţie cu beneficiarul.

Strojimport

— PUBLICOM —

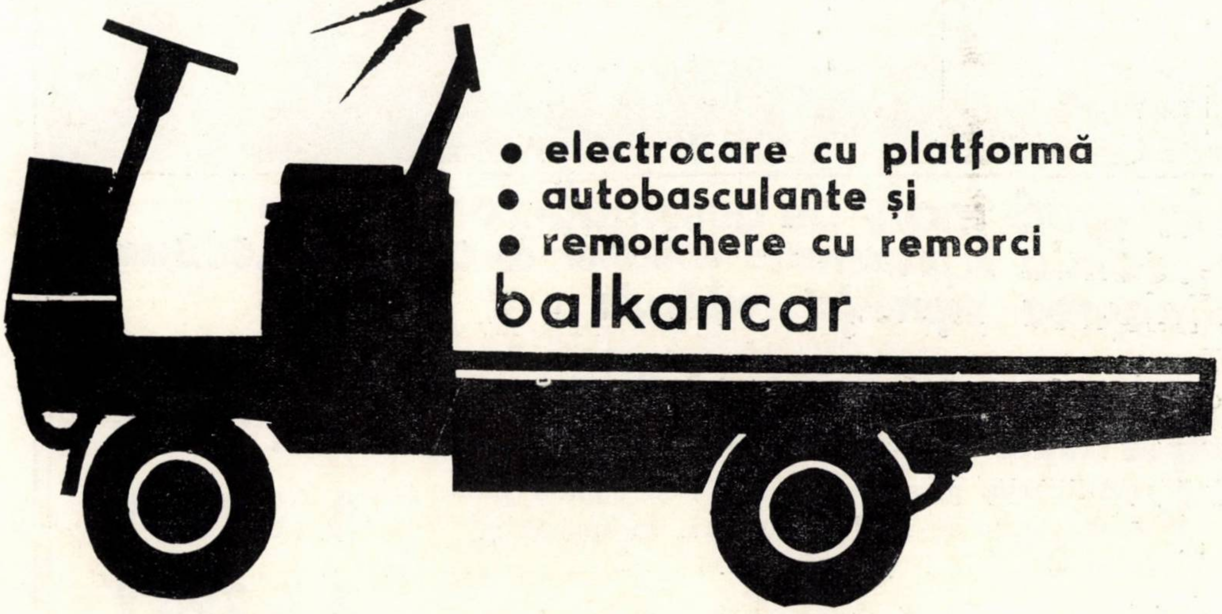
Strojimport S.p.A. Vinohradska 184
Praga 3 R.S.C. Telefon 713
Telex 12 22 41

balkancar

TRADIȚIE ȘI CONTEMPORANEITATE

A transporta în general este o necesitate.
A transporta rațional înseamnă perspicacitate.

Și atunci?



- **electrocare cu platformă**
- **autobasculante și**
- **remorchere cu remorci**

balkancar

Capacitatea de încărcare: pînă la 3000 kg.
Efort de remorcaj: pînă la 250 kg.

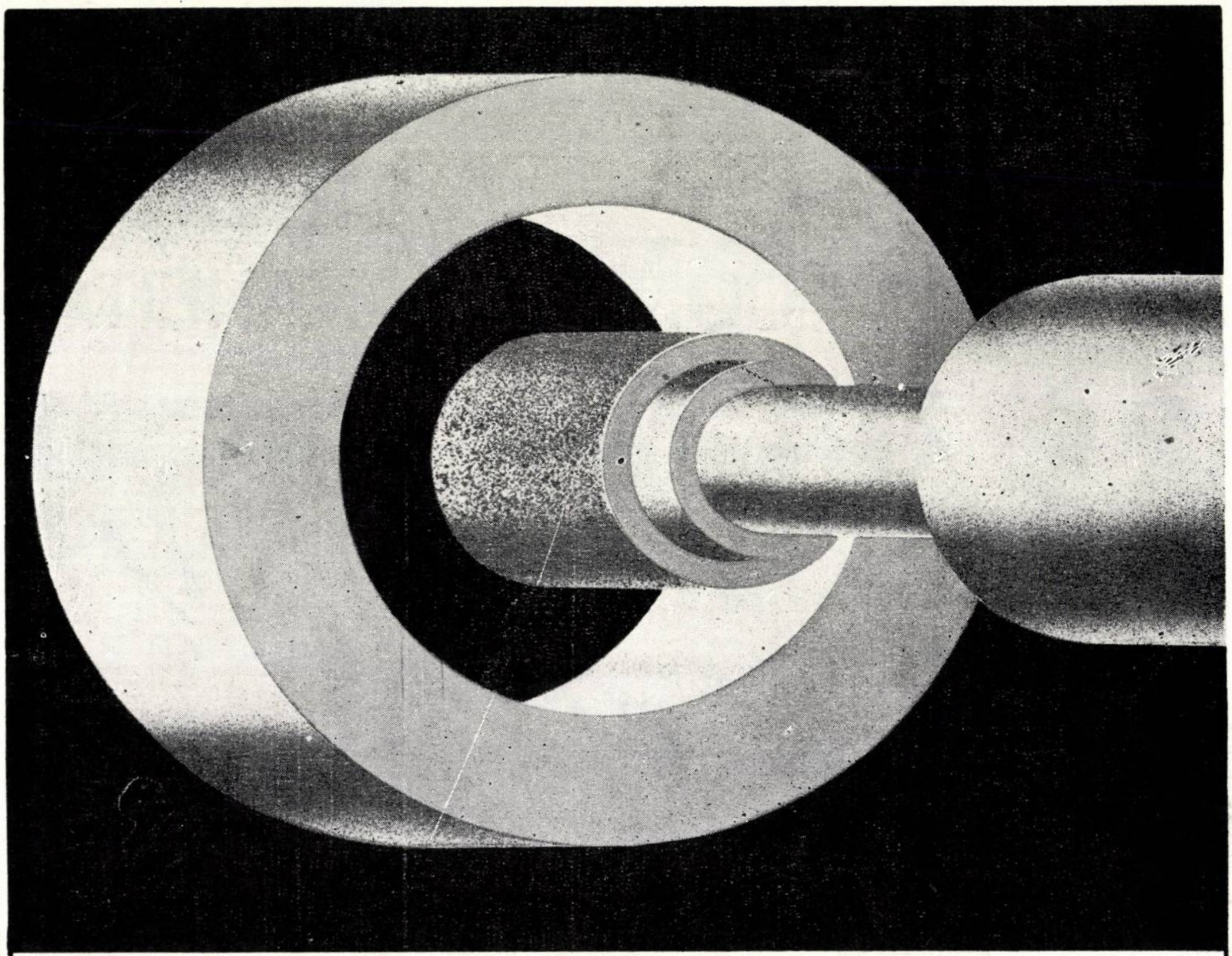
Exportator:

BALKANCARIMPEX

Bulgaria, Sofia, Str. Alabin 56
Telex 022386

REPREZENTANȚA COMERCIALĂ BULGARĂ
București, str. Galați 32
Telefon 11.20.87.

PUBLICOM



Un grad înalt de automatizare •
Precizia în prelucrarea orificiilor de 0,001 la 0,002 mm.
Finisarea suprafeței rectificate : ∇ 9 •

Acestea sînt caracteristicile noii game de mașini de șlefuit interior sovietice, de tip:

3 K 225 V
3 K 227 V
3 K 228 V
3 K 229 V

- rectificarea găurilor cilindrice şi conice şi cu diametre de la 3 la 400 mm străpunse şi înfundate;
- reglarea continuă a vitezei de rotaţie a broşei maşinii şi a avansului automat continuu al fiecărei curse duble a mesei;
- construcţia păpuşii mobile a maşinii-unelte astfel încît să se poată monta diferite dispozitive pentru fixarea pieselor.

Exportator:

STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

V/O Stankoimport
34/79, str. Obrutcev Moscova, V-342, URSS

PUBLICOM

PASTELE CU DIAMANT
FABRICATE IN URSS

FOLOSITE CU SUCCES LA SUPRAFINISAREA, RODAREA, SI LUSTRUIREA SUPRAFETELOR MATERIALELOR METALICE SI NEMETALICE FRAGILE

▨ Pastele cu diamant măresc randamentul muncii şi reduc rugozitatea suprafeţelor prelucrate.

▨ Ele pot fi folosite în egală măsură la prelucrarea mecanică precum şi la cea manuală a pieselor.

▨ Pastele cu diamant sînt fabricate:

- în două tipuri: - solubile în solvenţi organici-O
  - solubile în apă-B
- în trei concentraţii: 2, 5 şi 10%
- precum şi sub formă de granule de 11 dimensiuni

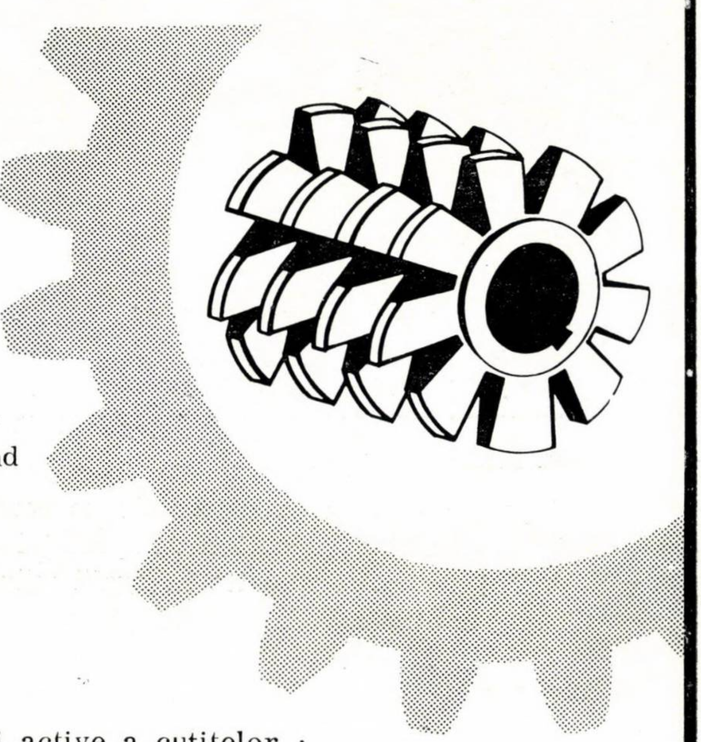
Pentru orice informaţii
scrieţi la următoarea adresă:

32/34 Smolenskaia-Sennaia
Moskova G-200, URSS
Telegrame: Stankoimport - Moskova;
Telex : 7227; 7228

STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

PUBLICOM

SCULE AŞCHIETOARE pentru prelucrarea unei largi game de angrenaje de roţi pentru comparatoare la angrenajele de mari dimensiuni ale laminoarelor



Geometria elementelor tăietoare şi calitatea prelucrării muchiilor tăietoare ale sculelor pentru prelucrarea angrenajelor sovietice corespund tuturor normelor în vigoare.

- Duritatea părţii active a cuţitelor : HR_C 62-65
- Gama de module prelucrate : de la 0,3 pînă la 30
- Prelucrarea roţilor dinţate : pînă la clasa de precizie de 5 DIN-3962

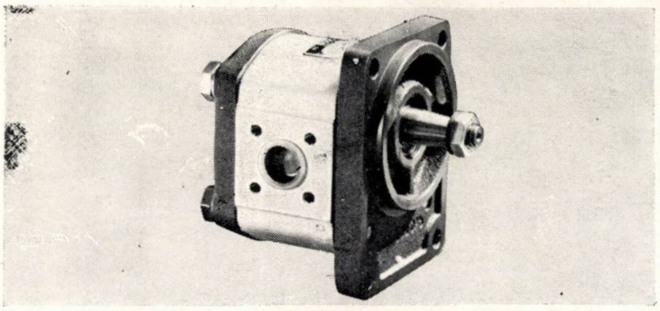
Exportator:

STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

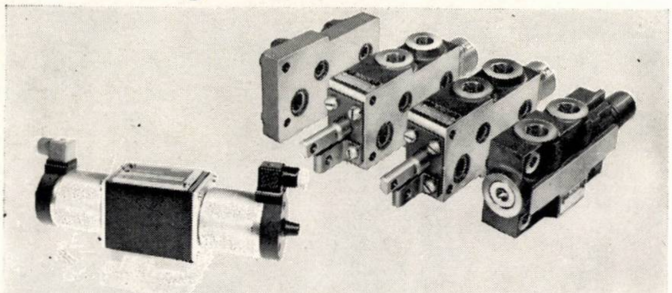
V/O Stankoimport
34/79 str. Obrutchev,
Moscova V-342; URSS
Telex: 7227, 7228

PUBLICOM

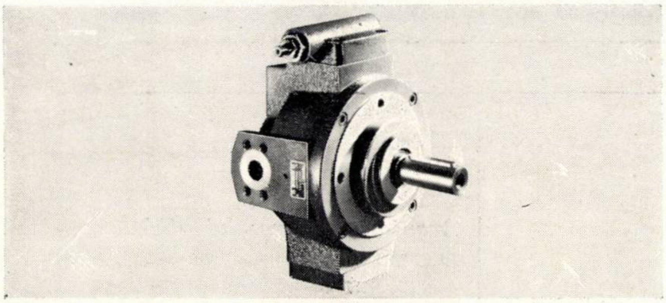
„Bosch" vă rezolvă problemele de hidraulică şi pneumatică: pentru aceasta Bosch vă oferă un program complet şi un „service" organizat în peste 60 de ţări.



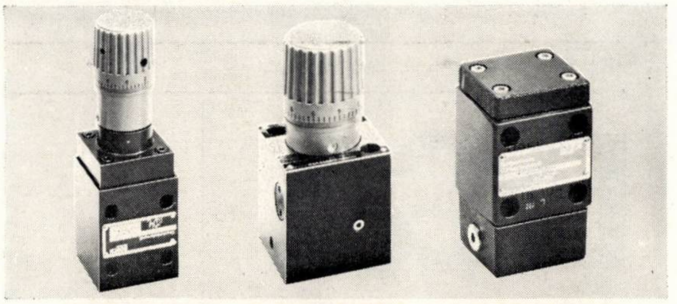
Pompe și motoare cu roți dințate. Nivel redus de zgomot, preț avantajos, presiune pînă la 300 de bari, debit de 1 ... 56 cm³/rot. Livrabile și ca pompe duble, pompe electrohidraulice pentru curent continuu și curent trifazat.



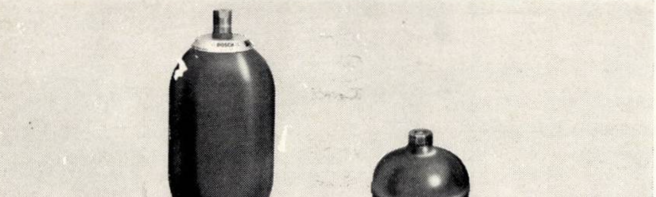
Supape de trecere. Program complet : cu acționare manuală în 4 variante dimensionale de construcție pînă la 200 l/min și 315 bari, cu acționare electrică în 4 variante dimensionale de construcție — dimensiuni de racordare internaționale — pînă la 400 l/min și 315 bari.



Pompe și motoare cu piston. Nivel redus de zgomot, reglabile, presiune pînă la 400 de bari, bună comportare la aspirație, adecvate pentru utilizarea în medii speciale. Livrabile și ca pompe duble.



Supape de presiune, supape de debit și robinete de închidere. Program complet pînă la 200 l/min și 300 bari. Pentru montarea țevilor îngropate și racordări cu plăci, sisteme de linie și montarea blocurilor.



Hidrorezervor. Rezervor cu suflare și rezervor cu diafragmă. Adecvat pentru toate mediile, volum util de 0,35... 50 l.Presiune de lucru pînă la 350 de bari.

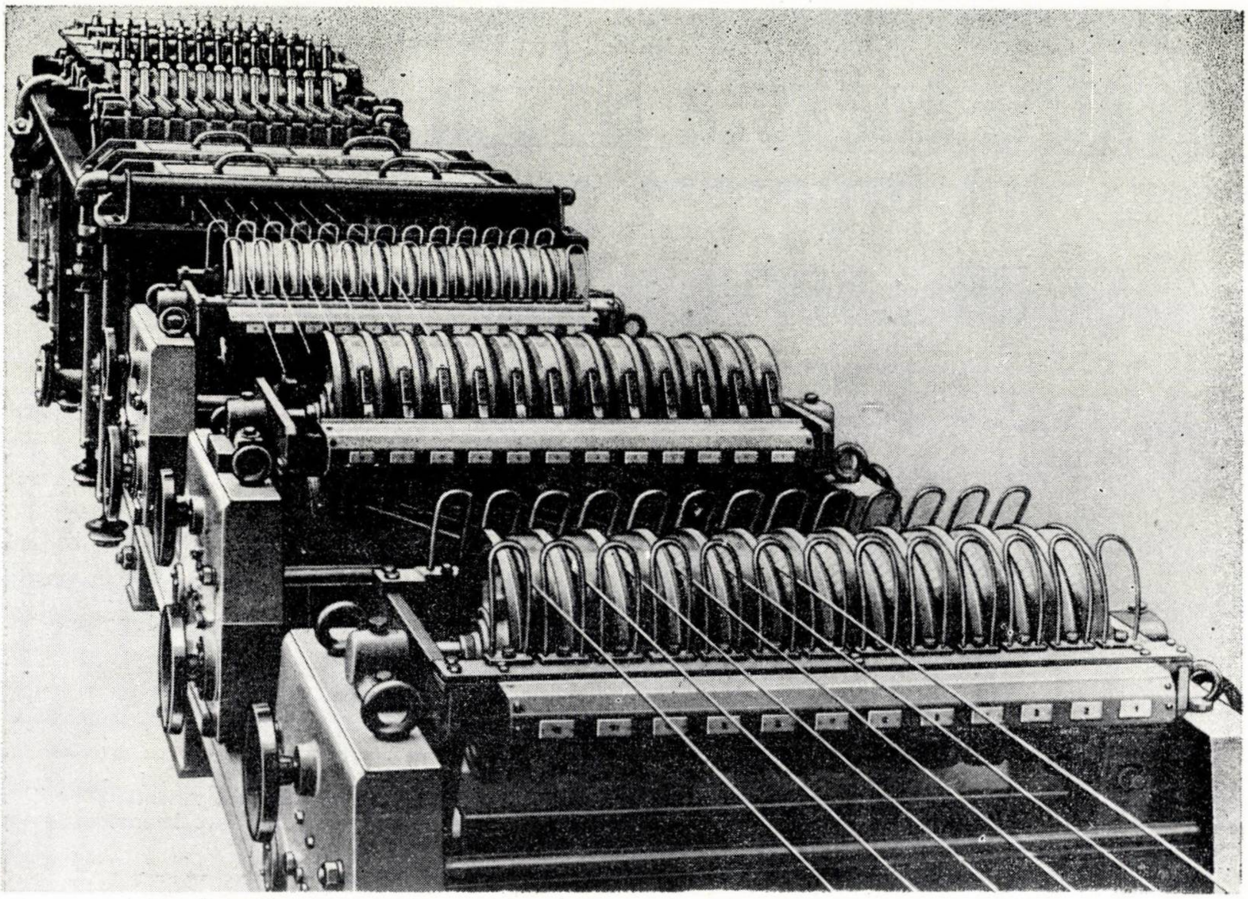
Tehnica electrohidraulică de reglaj. Sistem complet, maturizat, compus din servoventile, servopompe, electronică și tehnica măsurării.

Pneumatică. Bosch oferă și un program complet de pneumatică alcătuit din cilindri, transmisii rotative, supape de trecere, ventile de curent, robinete de închidere, supape de presiune, unități de întreținere și accesorii. Informații tehnice amănunțite obțineți de la distribuitorul nostru :

IPTC
Abt. KMT
CH 8024 Zurich
Postfach 188
K 6975 R

BOSCH

PUBLICOM



DGA

Automatele pentru galvanizarea sîrmelor după necesităţi:

- •• satisfac toate exigenţele în ceea ce priveşte tratamentul preliminar şi metalizarea sîrmei
- •• sînt automatele GTL din seria DGA, care corespund oricăror cerinţe şi garantează obţinerea depunerilor de metal şi aliaje pe sîrme în mod raţional, pe baza celor mai noi tehnologii şi procedee, respectiv pe baza unei construcţii speciale.

Avantajele sistemului DGA:

- ● Utilizare universală pe baza principiului Baukasten
- ● Calitate optimă prin tragere gradată
- ● Grosime constantă a stratului depus
- ● Toate aliajele dorite, prin procedeul cu difuziune
- ● Calitate excelentă a produsului finit
- ● Deservire şi întreţinere simple, uzură minimă

Pentru consultaţii individuale, specialiştii noştri vă stau oricînd la dispoziţie

VEM

**VEB GALVANOTECHNIC
LEIPZIG**

Exportator:

TechnoCommerz
GmbH
DDR — 108 Berlin
Johannes-Dieckmann-Strasse 11/13

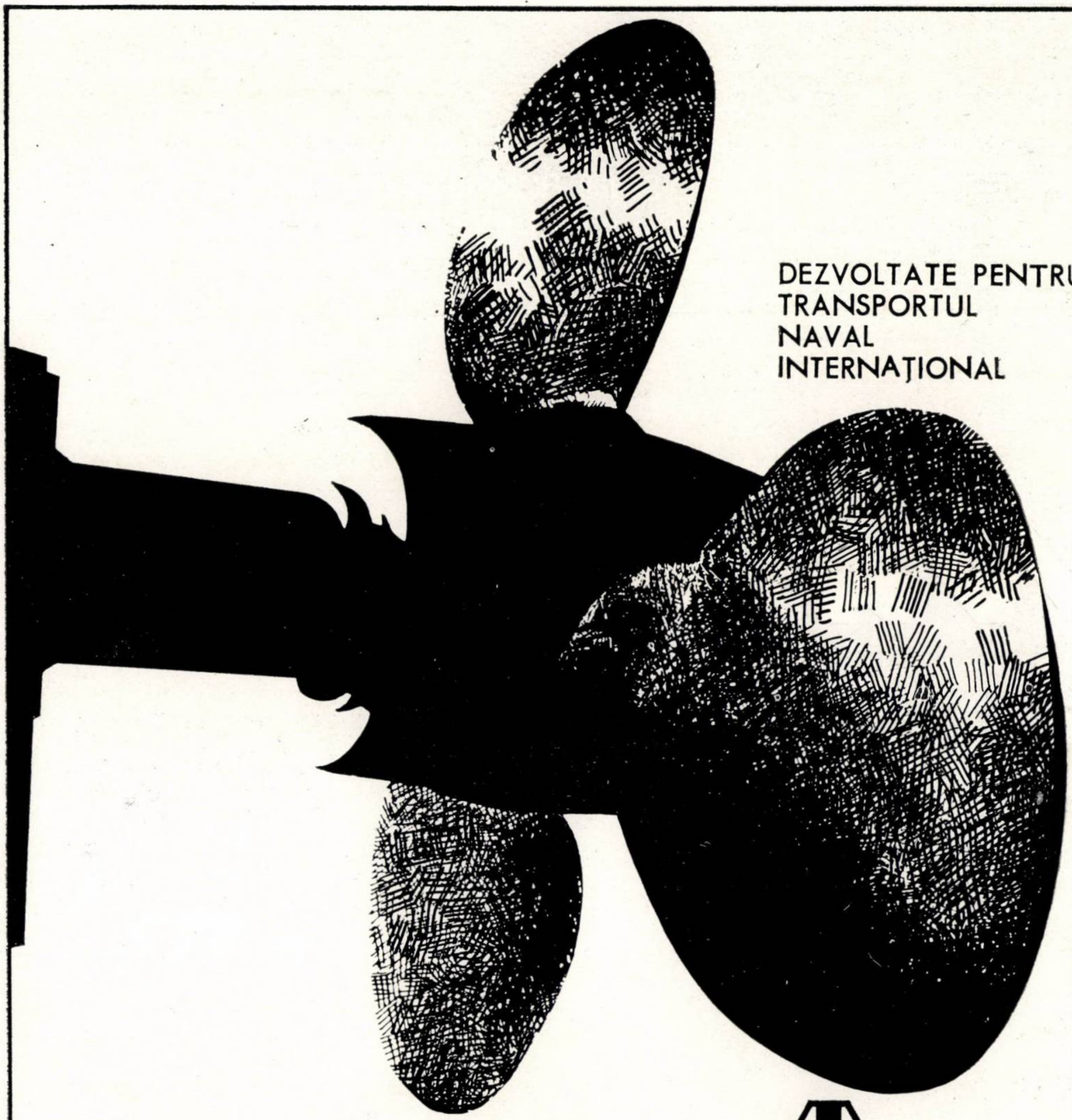
Adresa reprezentantului:

Secţia comercială
a Ambasadei RDG în R. S. România
Bucureşti — Drumul Taberei
Aleea Compozitorilor 13, scara 1

DEUTSCHE DEMOKRATISCHE REPUBLIK

DEWAG WERBUNG Leipzig

PUBLICOM



DEZVOLTATE PENTRU
TRANSPORTUL
NAVAL
INTERNAŢIONAL

Motoare SKL pentru orice tip de nave : pentru propulsie sau pentru alimentarea cu curent pe bord.

Vă oferim motoare diesel de la 30 la 10 000 CP, şi agregate generatoare diesel de la 30 la 1 100 kVA. Motoarele noastre diesel au fost adaptate cerinţelor reclamate de practică.

Motoarele SKL din cea de-a treia generaţie prezintă următoarele avantaje :

- Cele de tipurile VD 26/20 AL, VD 36/30 AL şi VD 48/42 AL funcţionează 50 de ore fără întreţinere, sînt deosebit de fiabile şi pot fi acţionate nu numai cu carburanţi diesel ci şi cu combustibil diesel-naval.
- Aceste motoare diesel de viteză medie, în patru timpi, cu supraalimentare înaltă şi răcire cu aer corespund tendinţei internaţionale către o concentrare a puterii într-o construcţie cu volum cît mai redus.

Dacă doriţi un transport raţional şi sigur, informaţi-vă asupra motoarelor SKL.

Informaţii speciale puteţi obţine la Secţia comercială a Ambasadei RDG în R. S. România — Bucureşti, Drumul Taberei, Aleea Compozitorilor 13, scara 1.

SKL

**VEB
SCHWERMASCHINENBAU
»KARL LIEBKNECHT«
MAGDEBURG**

– KOMBINAT FÜR DIESELMOTOREN
UND INDUSTRIEANLAGEN –

Exportator :

TechnoCommerz
GmbH

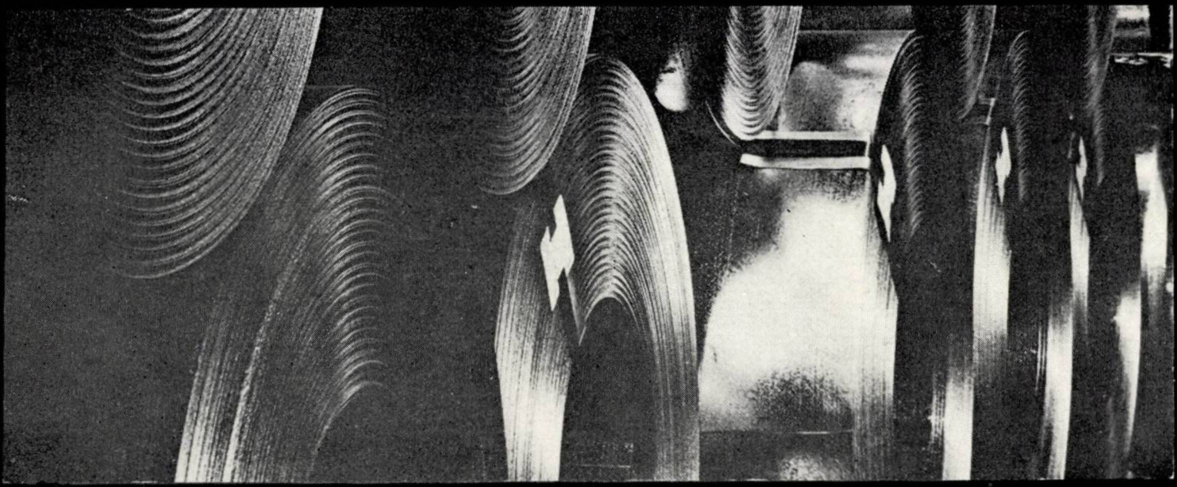
DDR – 108 BERLIN,
JOHANNES-DIECKMANN-STRASSE 11–13
DEUTSCHE DEMOKRATISCHE REPUBLIK

PUBLICOM

acier steel acero aço сталь acciaio
acero aço сталь acciaio stahl acier steel acero aço
acero aço сталь acciaio stahl acier steel acero aço сталь
сталь acciaio stahl acier steel acero aço сталь
acciaio stahl acier steel acero aço сталь
stahl acier steel acero aço сталь
acier steel acero aço сталь acciaio
acero aço сталь
acciaio

ITALSIDER

laminate plate la cald, la rece și protejate - țevi de oțel sudate de diametru mediu și mare - bare și profilate la cald - grinzi și profile sudate - armament și macaze cale ferată - boghie și material rulant - piese turnate și forjate



laminate plate
zincate Sendzimir

cu suprafata și strălucire
normală, redusă sau lustruită

benzi late pînă la 1500 mm
benzi înguste
laminate plane și striate

calitatea protejării,
înalta resistență la
coroziune, apte pentru
prelucrari mecanice,
ușurință la imbinare

oțelul produs de Italsider este vîndut de către

SIDEREXPORT s.p.a.
via XII Ottobre, 2
16121 Genova - Italia
telefon (010) 54.94
telex 27.202 Siderexp

rețea de vînzare periferica în întreaga lume

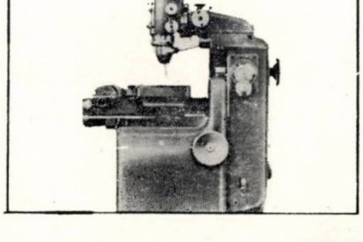
Grupul
Finsider

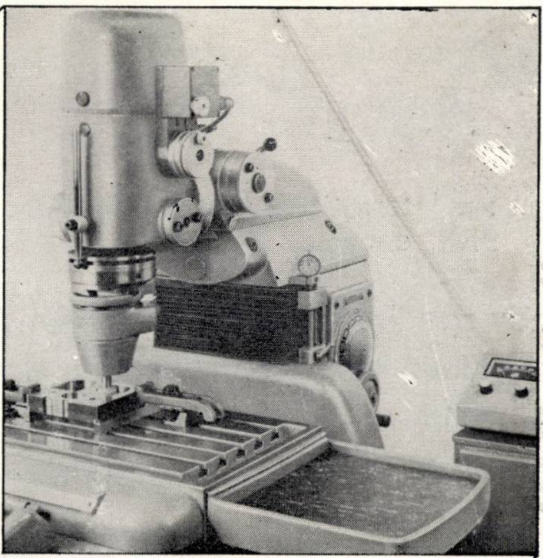
PUBLICOM

DECKEL

Friedrich Deckel Aktiengesellschaft, D-8 München 70, Plinganserstraße 150

LK, ca precizie de Lere în Coordonate





DECKEL LK SYSTEM

Apropo:
Nicăieri, în nici-o ţară nu există vreun producător licenziat pentru maşini Deckel! Maşini Deckel fabricăm numai noi!

Nici o problemă, dacă vă preocupă construcţia de unelte sau dispozitive de precizie, de aparate sau mostre, fie că găuriţi ori rectificaţi oţeluri, metale dure, aliaje speciale sau ori ce alte materiale! Nici o problemă dacă acestea prezintă toleranţa de ordinul sutimilor sau miimilor de milimetru: Maşinile Deckel LK vă asigură toate posibilităţile tehnice necesare unor prelucrări de calitate excepţională, economice şi în ori ce grad de fineţe.
Maşinile Deckel LK vă livrează coordonate cu precizia de lere. Coordonate de precizie, ce imprimă produselor Dvs. calitatea formelor ireproşabile!

Precizia impecabilă pentru piese de ori ce formă, unită cu o maniabilitate excepţională şi o proverbială durabilitate în exploatare, plasează maşinile Deckel în categoria noţiunilor de valoare. Maşinile Deckel funcţionează în 95 ţări ale lumii, secundate şi îngrijite de specialişti încercaţi.
Intrebaţi odată în cercurile de specialitate despre Deckel. Sau – şi mai bine – întrebaţi-ne pe noi!

PUBLICOM rum 8

ROMANIAN INTERNATIONAL ADVERTISING COMPANY

PUBLICOM

In the Romanian Market there is a powerful competition between foreign firms wishing to sell their goods.

DO YOU WISH TO SELL IN ROMANIA ?

Then in the first place, INFORM the people that make the very proposals for the import plans — THE END—USERS—of the import products!

HOW? WHEN? BY WHICH MEANS? IN WHICH FORMS ?

PUBLICOM

Romanian International Advertising Agency • Bucharest • 22, N. Bălcescu Blvd. • Cables: PUBLICOM, Telex 374, Telephon: 139883

is an agency specialized in the problems of the Romanian market, which by examining your offer can recommend you and execute for you the most efficient advertising under the specific conditions in the Romanian market.

- staging of specialized and branch exhibition followed or not by technical demonstration.
- organization of technical lectures with or without display of samples, film shows and projection of slides, studies of offers and selection of end-users, invitation to conference and lectures.
- interpreters and demonstrations.
- printing of catalogues, prospectuses, folders, leaflets posters, offers and invitations etc.
- translation and duplication of texts
- publicity in Romanian dailies and periodicals the specialized press included.
- publicity over the radio and television services and through the cinema.
- business cocktail parties
- photo publicity services
- billposting and boardposting in the streets, stadiums, sports halls, airports and public vehicles, in health and holiday resorts.
- illuminated signs

PUBLICOM — your publicity counsellor in the Romanian market.

CONSTRUCTIA
DE MAȘINI

ABONATI-VA

LA REVISTA

CONSTRUCȚIA
DE
MAȘINI

E 3279

R

REFERALIA

CONSTRUCTIA DE MAŞINI

11

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXVII • nr. 11 • NOIEMBRIE 1975

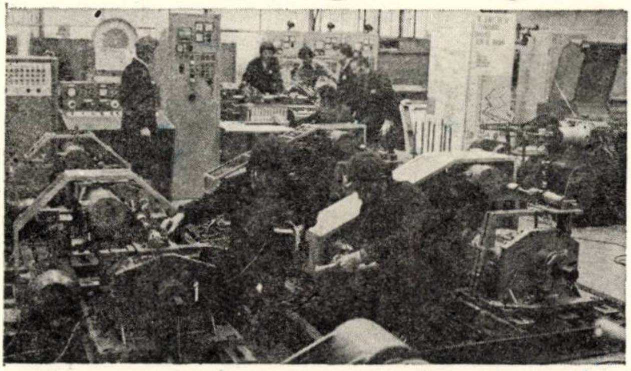
Institutul
de cercetări si proiectări tehnologice *pentru industria construcţiilor de maşini*

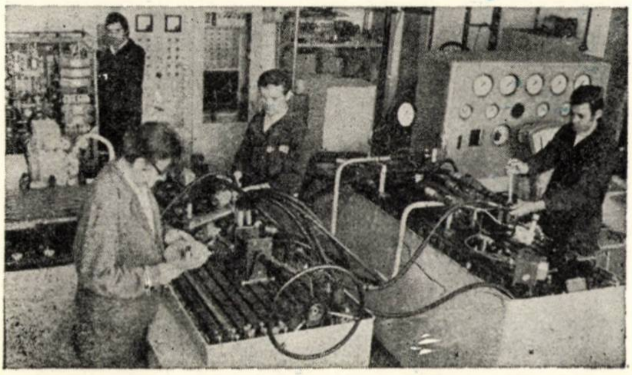
Şos. Olteniţei 105, sector 5, Bucureşti
telefon : 83 21 70 —— telex : 11798

ACTIVITATI

- Cercetări şi experimentări de procedee tehnologice noi pentru industria constructoare de maşini
- Proiectarea de tehnologii pentru piese, subansambluri sau produse, inclusiv proiectarea maşinilor speciale, a liniilor, a dispozitivelor şi a sculelor aferente
- Execuţie de echipamente tehnologice proiectate şi asistenţă tehnică pentru punerea lor în funcţiune

Laboratorul de organe de maşini

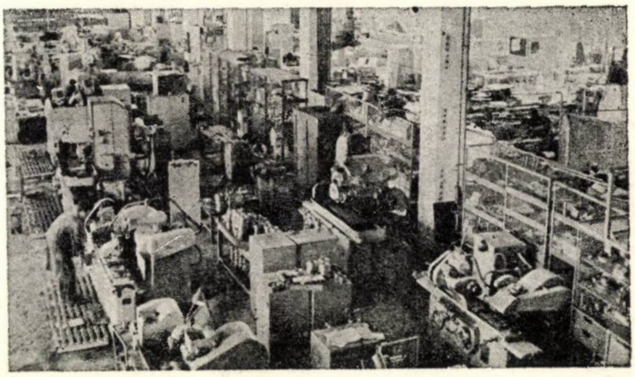




Laboratorul de acţionări hidraulice

ICPTCM

Vedere parţială din baza de execuţie
Sectorul prelucrări mecanice



PENTRU URMATOARELE DOMENII DE ACTIVITATI PRINCIPALE :

- Prelucrări mecanice prin aşchiere
- Prelucrări prin tehnologii neconvenţionale (electroeroziune, electrochimie, laser, fascicul de electroni etc.)
- Stanţare şi deformări plastice la rece
- Acoperiri galvanice şi vopsire
- Montaj mecanizat şi automatizat
- Control de calitate, fiabilitate
- Standuri de probe
- Acţionări hidraulice şi pneumatice, sisteme, elemente, logică fluidică, roboţi etc.
- Organe de maşini de uz general (angrenaje, mecanisme, materiale noi, frecare, ungere, vibraţii)
- Organizarea proceselor de fabricaţie în atelierele de prelucrări şi montaj
- Codificarea informaţiilor pentru prelucrarea automată a datelor
- Balanţarea capacităţilor de producţie
- Planificare, programare, urmărire a producţiei
- Tehnologii tipizate şi normative de timp

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
ANUL XXVII, Nr. 11, NOIEMBRIE 1975

CUPRINS

NOUTĂŢI IN SUDAREA ŞI LIPIREA METALELOR

1. Aspecte metalografice

RAŢIU, M., SZENDE SUZANA : **Despre durabilitatea la abraziune a încărcărilor prin sudare cu electrozi înveliţi crom-mangan.** 525

MORARIU, ŞT. : **Despre durificarea zonei influenţate termic la oţelurile carbon şi slab aliate cu rezistenţă la rupere de 370...520 N/mm²** 528

DRĂGULESCU DOINA, COŞARIU, A., MIHNEA, D. : **Metodă şi instalaţie de apreciere a tendinţei spre fisurare la cald a metalelor depuse prin sudare.** 535

2. Procedee

DEHELEAN, D.M. : **Optimizarea alegerii procedeelor de sudare.** 537

BUTA CLAUDIA, LENGENFELDER, H. : **Sudarea prin presiune la rece a elementelor componente ale condensatoarelor electrolitice.** 542

3. Dispozitive

ANGHELEA, N., MATRAGOCI, CR. : **Metode de distribuţie centralizată a acetilenei, oxigenului şi a amestecului de gaze pentru sudare.** 547

COŞARIU, A., MIHNEA, D. : **Dispozitiv pneumatic cu prindere electromagnetică destinat sudării dintr-o singură parte a tablelor de oţel naval.** 552

4. Aplicaţii

ILEA, P., FARKAŞ, L. : **Lipirea conexiunilor electrice pe şinele de cale ferată** 554

SCHULZ, R. : **Sudarea automată în mediu de bioxid de carbon a rezervoarelor de aer** 555

MATERIALE DOCUMENTARE 559

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului ştiinţific al Institutului central de cercetări pentru construcţiile de maşini

Redactor: RODICA MOLDOVEANU

S U M A R

CZ: 620.178:621.791.742.4

Raţiu, M., Szende Suzana : **Despre durabilitatea la abraziune a încărcărilor prin sudare cu electrozi înveliţi crom-mangan.**

Construcţia de maşini, 27 (1956), nr. 11, p. 525–528

CZ: 669.14

Morariu, Şt. : **Despre durificarea zonei influenţate termic la oţelurile carbon şi slab aliate cu rezistenţă la rupere de 370...520 N/mm^2.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 11, p. 528–535

CZ: 669:621.791.92

Drăgulescu Doina : Coşariu, A., Mihnea, D. : **Metoda şi instalaţia de apreciere a tendinţei spre fisurare la cald a metalelor depuse prin sudare.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 11, p. 535–537

CZ: 621.791

Dehelean, D. M. : **Optimizarea alegerii procedeelor de sudare.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 11, p. 537–541

CZ: 621.791.12:621.319.4:537.2

Buta Claudia, Lengenfelder, H. : **Sudarea prin presiune la rece a elementelor componente ale condensatoarelor electrolitice.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 11, p. 542–546

CZ: 621.791.555

Anghelea, N., Matragoci, Cr. : **Metode de distribuţie centralizată a acetilenei, oxigenului şi a amestecurilor de gaze pentru sudare.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 11, p. 547–551

CZ: 621.791.002.5

Coşariu, A., Mihnea, D. : **Dispozitiv pneumatic cu prindere electromagnetică destinat sudării dintr-o singură parte a tablelor de oţel naval.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 11, p. 552–553

CZ: 621.791:621.3.06:625.143

Ilea, P., Farkaş, L. : **Lipirea conexiunilor electrice pe şinele de cale ferată.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 11, p.554–555

CZ: 621.791:624.92/95:624.953:621.642

Schulz, R. : **Sudarea automată în mediu de bioxid de carbon a rezervoarelor de aer.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 11, p. 555–559.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele din Republica Socialistă România. Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini grele, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30. ; sau 50.40.90 şi 50.50.25/interior 253. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, Sector 5, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 424

Taxele poştale plătite în numerar pentru anul 1975, conform aprobării C.P.T. nr. 137/6332/1974.

41.410

CONTENTS

DC: 620.178:621.791.742.4

Rațiu, M., Szende Suzana : **On the endurance to abrasion of the build-up weldings with chrome — manganese coated electrodes.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, p. 525–528

DC: 669.14

Morariu, Șt. : **On hardening of the thermally influenced area in carbon steel and in low-alloy one with tensile strength of 370...520 N/mm².**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, p. 528–535

DC: 669:621.791.92

Drăgulescu Doina, Coșariu, A., Mihnea, D. : **Method and rating unit for the tendency to hot spelling in deposited weld metals.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, p. 535–537

DC: 621.791

Dehelean, D. M. : **Choice optimisation for welding processes.**

Construcția de mașini 27 (1975), nr. 11, p. 537–541

DC: 621.791.12:621.319.4:537.2

Buta Claudia, Lengenfelder, H.: **Cold welding by pressure for the elements of electrolytic condensers.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, p. 542–546

DC: 621.791.555

Anghelea N., Matragoci, Cr. : **Methods for centralized distribution of acetylene, oxygen and gas mixtures for welding.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, p. 547–551

DC: 621.791.002.5

Coșariu, A., Mihnea, D. : **Compressed-air device with electromagnetical nip destined for one sided welding of naval steel plates.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, p. 552–553

DC: 621.791:621.3.06:625.143

Ilea, P., Farkaș, L. : **Soldering track-rail bonds.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, p. 554–555

DC: 621.791:624.92/95:624.953:621.642

Schulz, R. : **Automatic carbon dioxyd welding of air tanks**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, p. 555–559

SOMMAIRE

CD: 620.178:621.791.742.4

Rațiu, M., Szende Suzana : **De la résistance à l'usure par frottement des acérages au moyen d'électrodes enveloppés de chrome-manganèse.**

Construcția de mașini, 27 (1975), no. 11, p. 525–528

CD: 669.14

Morariu, Șt. : **Du durcissement de la zone influencée par la température, chez les aciers-carbone et à faible alliage, ayant une résistance aux ruptures de 370...520 N/mm².**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, p. 528–535

CD: 669:621.791.92

Drăgulescu Doina, Coșariu, A., Mihnea, D. : **Méthode et installation d'évaluation de la tendance à la fissuration de chauffage, des métaux déposés par soudage.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, p. 535–537

CD: 621.791

Dehelean, D. M. : **Perfectionnement des méthodes de choix du meilleur procédé de soudage.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, p. 537–541

CD: 621.791.12:621.319.4:537.2

Buta Claudia, Lengenfelder, H. : **Soudage par pression à froid des éléments composants des condensateurs électrolytiques.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, p. 542–546

CD: 621.791.555

Anghelea, N., Matragoci, Cr. : **Méthode de distribution centralisée de l'acétylène, de l'oxygène, et des mélanges des gaz de soudage.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, p. 547–551

CD: 621.791.002.5

Coșariu, A., Mihnea, D. : **Dispositif pneumatique au serrage électromagnétique pour le soudage d'un seul coté des tôles en acier destinées aux constructions navales.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, p. 552–553

CD: 621.791:621.3.06:625.143

Ilea, P., Farkaș, L. : **Soudure des connexions électriques sur les rails de chemin de fer.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, p. 554–555

CD: 621.791 ;624.92/95:624.953:621.642

Schulz, R. : **Soudage automatique en atmosphère de bioxyde de carbone des réservoirs d'air.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, p. 555–559

INHALTSVERZEICHNIS

DK: 620.178:621.791.742.4

Rațiu, M., Szende Suzana : **Über der Abrasionshaltbarkeit der Aufschweissungen mit Chrom-Mangan Seelenelektroden.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, S. 525–528

DK: 669.14

Morariu, St. : **Über des Aufhärtung der thermischen Bewirkungszonen bei den Kohlenstoff — und nidriglegierten Stählen mit Zughaftung von 370...520 N/mm².**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, S. 528–535

DK: 669:621.791.92

Drăgulescu Doina, Coșariu, A., Mihnea, D : **Methode und Beurteilungseinrichtung der Warmrisstendenz der schweissabgelegten Metallen.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, S. 535–537

DK: 621.791

Dehelean, D. M. : **Auswahloptimisierung von Schweissverfahren.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, S. 537–541

DK: 621.791.12:621.319.4:537.2

Buta Claudia, Lengenfelder, H. : **Kaltdruckschweissung der Elektrolytblockglieder.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, S. 542–546

DK: 621.791.555

Anghelea, N., Matragoci, Cr. : **Methoden fur zentralisierten Azetylengas-Sauerstoff — und Schweissgasgemischverteilung.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, S. 547–551

DK: 621.791.002.5

Coșariu, A., Mihnea, D. : **Elektromagnetische Pressluftspannvorrichtung für einseitigen Schweissung von Schiffsstahlblechen.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, S. 552–553

DK: 621.791:621.3.06:625.143

Ilea, P., Farkaș, L. : **Lötung von elektrischen Schaltungen auf Eisenbahnschienen.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, S. 554–555

DK: 621.791 ;624.92/95:624.953:621.642

Schulz, R. : **Maschinenschweissung in Kohlensäuremedium von Luftkesseln.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11. S. 555–559

СОДЕРЖАНИЕ

ДК: 620.178:621.7

Рациу, М., Сенде Сузана : **О продолжительности к шлифованию погрузок по сварки с электродами завернутыми хрома-марганца.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, стр. 525–528

ДК: 669.14

Морариу, Шт. : **Об усиление зоны воздействованная термическим на стали-углеродистые и слабо-легированные с сопротовлением к разрыву 370...520 N/mm²**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11 стр. 528–535

ДК: 669:621.791.92

Дрэгулеску Дойна, Кошариу, А., Михнеа, Д.: **Метод и оборудование оценки стремления к горячей трещению металлов низложенным по сварке.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11. стр. 535–537

ДК: 621.791

Дехелеан, Д. М. ; **Оптимизация отбора процессов сварки.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, стр. 537–541

ДК: 621.791.12:621.319.4:537.2

Бута Клавдия, Ленгенфельдер, Х. : **Сварка при холодное давление составных частей электролитических конденсаторов.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, стр. 542–546

ДК: 621.791.555

Ангелеа, Н., Матрагоч, Кр. : **Методы сводной размещения ацетилена, кислорода, газовой смещения для сварки.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, стр. 547–551

ДК: 621.791.002.5

Кошариу, А., Михнеа, Д. : **Пневматический прибор с электромагнетическим захватом для сварки - в единый часть-морской листовой стали.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, стр. 552–553

ДК: 621.791:621.3.06:625.143

Илеа, П. Фаркаш, Л. : **Склеивание электрических соединений на рельсы железных дорог.**

Construcția de mașini, 27 (1975). nr. 11, стр. 554–555

ДК: 621.791:624.92/95:624.953:621.642

Шульц Р. : **Автоматическая сварка в среду угеликслоты резервуаров воздуха.**

Construcția de mașini, 27 (1975), nr. 11, стр. 555–559

NOUTĂŢI ÎN SUDAREA ŞI LIPIREA METALELOR

1. *Aspecte metalografice*

CZ ; 620.1786;21.791.742.4

Despre durabilitatea la abraziune a încărcărilor prin sudare cu electrozi înveliţi crom-mangan

Ing. Mircea **RAŢIU**; ing. Suzana **SZENDE** – Institutul de sudură şi încercări de materiale (ISIM) – Timişoara

1. În industria contemporană încărcarea prin sudare este aplicată – cu prioritate faţă de alte procedee tehnologice – la execuţia şi recondiţionarea pieselor expuse abraziunii – uzării abrazive – urmărindu-se obţinerea unei durate de bună funcţionare cît mai îndelungate. Pentru încărcarea prin sudare sînt disponibile numeroase sortimente de electrozi înveliţi antiabrazivi, care asigură prin alierea cu crom, mangan, wolfram ş.a. depuneri cu durităţi ridicate, duritatea fiind acceptată drept caracteristică mecanică definitorie pentru calitatea electrozilor [1, 2]. Eficienţa diverselor încărcări dure pentru exploatarea pieselor apare însă adeseori contradictorie faţă de ierarhizarea calitativă bazată exclusiv pe valoarea durităţii de imprimare, duritatea Vickers sau duritatea Rockwell C. Cercetările întreprinse în ultimii ani [5, 6, 12, 13] au evidenţiat caracterul specific al rezistenţei la microaşchiere, solicitare exercitată la abraziune, care este strîns condiţionată nu numai de natura constituenţilor structurali ci chiar şi de forma şi repartiţia acestora în straturile expuse abraziunii. Astfel, analiza competitivităţii unei încărcări prin sudare impune în primul rînd încercarea simulativă în laborator la uzarea abrazivă, pentru ca apoi să se confirme calitatea prin testarea în exploatare a pieselor încărcate. Competitivitatea este definită univoc şi concludent doar prin determinarea în situ a duratei de bună funcţionare a piesei : perioada de exploatare în care degradarea suprafeţei atinge limita maximă admisibilă la o utilizare normală. Importanţa economică deosebită a extinderii duratei de funcţionare a pieselor expuse abraziunii pentru asigurarea exploatării intensive a uneltelor şi echipamentelor terasiere, miniere, agricole ş.a. impulsionează permanente acţiuni de asimilare a unor noi sortimente de electrozi înveliţi antiabrazivi. Prospectarea calităţii reclamă ample cercetări de laborator, în care încercările de uzare abrazivă sînt coroborate cu analize metalografice şi sclerometrice pentru a releva configuraţia structurală optimă ce se poate obţine prin procesul sudotermic.

2. O examinare comparativă a electrozilor înveliţi crommangan pentru încărcare antiabrazivă, elaboraţi experimental la Întreprinderea ,,Industria sîrmei"-Cîmpia Turzii, s-a întreprins recent la Institutul de sudură şi încercări de materiale din Timişoara. S-a urmărit în principal influenţa variaţiei conţinutului de crom între 1,6 şi 12,5% în asociere cu diferite conţinuturi de mangan şi de siliciu, precum şi cu adaosuri de vanadiu şi wolfram. Compoziţiile chimice determinate la depunerile cu diversele sortimente de electrozi sînt specificate în tabelul 1. Pentru experimentări s-au executat probe de suduri de încărcare pe table din oţel OL 37, din care s-au prelevat cinci epruvete cilindrice dispuse în lungul axei longitudinale a probei, axă paralelă cu direcţia de depunere. Dimensiunile probei şi ale epruvetelor în milimetri sînt date în figura 1. Epruvetele extreme şi epruveta centrală s-au folosit pentru încercările de uzare pe disc rotativ cu hîrtie de şlefuit, iar pe celelalte două epruvete s-au executat analizele metalografice şi determinările durităţii Vickers cu sarcina de 49,05 N (HV5). La toate examinările menţionate s-a investigat numai suprafaţa frontală superioară

Tabelul 1

Caracteristicile electrozilor înveliţi pentru încărcare

Nr. crt.	Marca electrodului	Compoziţia chimică %						Duritatea HV5		Durabilitatea relativă la uzare	
		C	Si	Mn	Cr	V	W	Limite	Media	Limite	Media
1	EI 50VC	0,55	0,6	1,6	1,6	0,1	—	701—766	735	2,56—2,80	2,65
2	EI 400B	0,35	0,8	1,8	2,1	—	—	701—795	765	2,72—2,86	2,79
3	EI Cr2W5	0,75	0,7	1,0	2,2	0,3	0,5	633—701	650	2,91—3,40	3,15
4	EI SiCr4	0,65	1,2	0,8	4,0	—	—	666—726	680	2,57—2,70	2,62
5	EI Cr12	0,25	0,3	0,8	12,5	—	—	540—666	580	1,54—1,71	1,61

a epruvetelor, după îndepărtarea prin şlefuire a straturilor exterioare pe o adîncime de 1 ... 2 mm.

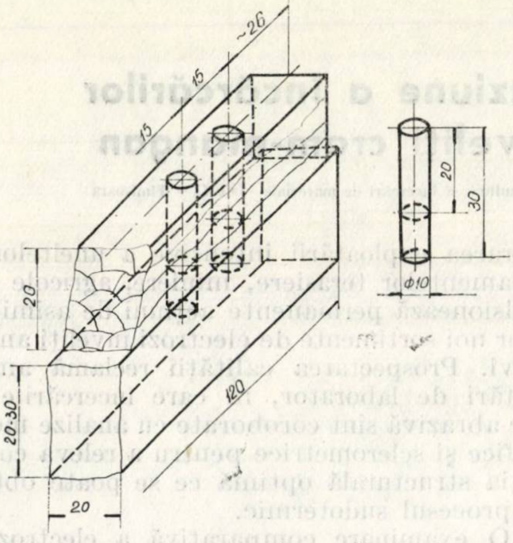


Fig. 1. Prelevarea epruvetelor din probe de depuneri prin sudare cu electrozi înveliţi pentru încărcare

3. La analiza metalografică s-au evidenţiat trei tipuri de structuri predominante :

- martensitice la EI 50 VC şi EI 400 B;
- austenito-martensitice la EI Cr2W5 şi EI SiCr4;
- austenito-bainitice la EI Cr12.

Confruntarea rezultatelor analizei metalografice cu datele furnizate de diagrama empirică — stabilită de Schaeffler pentru predicţia componenţilor structurali din sudurile aliate crom-nichel în funcţie de compoziţia chimică — relevă o corespondenţă satisfăcătoare. Este notabil faptul că diagrama Schaeffler nu are o valabilitate generală pentru orice oţel aliat şi ca atare aplicarea predicţiei constituenţilor în cazul încărcărilor crom-mangan are un caracter informativ [7]. Pentru ilustrarea corespondenţei s-au plasat microstructurile diverselor probe în cadrul diagramei Schaeffler corespunzător compoziţiei chimice evaluate prin conţinutul echivalent de crom, respectiv de nichel, coordonatele diagramei (fig. 2). Microfotografiile cu grosisment 500 : 1 reprezintă structurile relevate la un atac cu soluţie de acid picric (4g), acid clorhidric 1,19 (1 cm^3) şi alcool etilic (100 cm^3). Investigarea granulaţiei depunerilor departajează structura austenito-martensitică din proba EI Cr2W5 cu granulaţia cea mai mare şi structura austenito-bainitică din proba EI Cr12 cu granulaţia cea mai fină; restul probelor au practic aceeaşi granulaţie medie.

Influenţa diferenţiată a constituenţilor structurali este decelată semnificativ la încercarea durităţii de imprimare Vickers HV5. Duritatea maximă este atestată de structurile martensitice, circa 750 HV5 la probele EI 50VC şi EI 400B. De îndată ce apare matricea austenitică scade duritatea globală a conglomeratului de grăunţe austenito-martensitice, circa 680 HV5 la probele EI Cr2W5 şi EI SiCr4, pentru ca la structurile austenito-bainitice să se atingă valoarea minimă a durităţii, circa 580 HV5 la proba EI Cr12. Este de remarcat faptul că încercările executate au urmărit prin alegerea sarcinii de 49,05 N determinarea rezistenţei globale la imprimare a stratului superficial, extinzîndu-se urma de duritate în afara dimensiunilor grăunţelor. O analiză sclerometrică a constituenţilor, accesibilă încercărilor de duritate cu microsarcini, se consideră în mod unanim ca nesemnificativă pentru aprecierea rezistenţei la abraziune a straturilor superficiale ale metalelor şi aliajelor tehnice, care atestă o comportare cvasiomogenă şi cvasiizotropă numai la solicitarea unor macrovolume [4, 8, 9].

4. Prospectarea rezistenţei la abraziune a fost urmărită printr-un program de încercări de uzare pe disc rotativ cu hîrtie de şlefuit. Aceste încercări de uzare s-au păstrat în tehnica de laborator contemporană drept o testare de anduranţă simulativă pentru abraziunea care are loc în perioada de exploatare a piesei. Metodologia se pretează unei riguroase normări, iar rezultatele încercărilor sînt reproductibile, comparabile şi sigure pentru aprecierea calităţii antiabrazive a straturilor superficiale [10, 11, 14]. Încercarea pe disc rotativ de şlefuit se practică în diverse variante; se adoptă diverse valori pentru parametrii încercării—presiunea, viteza de alunecare, parcursul de uzare — iar uzarea se exprimă fie direct, fie raportată la uzarea unei epruvete de referinţă dintr-un oţel dat.

Încercările de uzare pe disc rotativ de şlefuit efectuate au urmărit încadrarea riguroasă în metodologia cu epruvetă de referinţă recent standardizată (STAS 9639—74). S-a aplicat un regim de încercare cu :

- presiunea de 0,4 MN/m^2 (4 kgf/cm^2);
- parcursul, o spirală cu avans de 0,5 mm/rotaţie şi o lungime totală de 70 m;
- turaţia constantă a discului de 25 rot/minut;
- viteza de alunecare decelerată de la 350 mm/s la 150 mm/s
- deceleraţia de 0,65 mm/s^2.

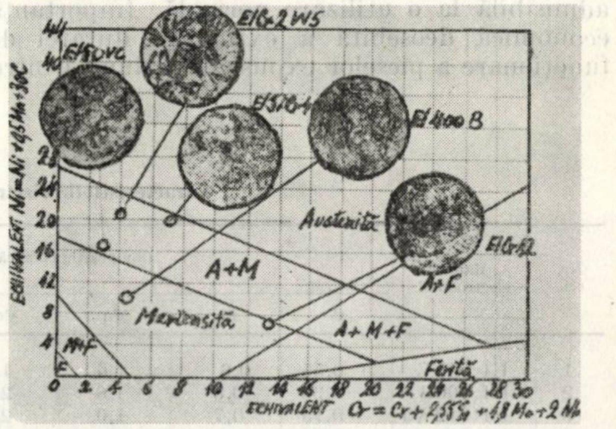


Fig. 2. Diagrama componenţei structurale a sudurilor aliate crom-nichel (după Schaeffler) completată cu microstructurile probelor (500 :1) din electrozii examinaţi

S-a folosit hîrtie abrazivă cu carbură de siliciu HCn 16 (STAS 1753—60), iar epruveta de referință a fost confecționată din oțel OLC 60 — STAS 880—66, în stare normalizată cu o duritate de (230 ± 10) HV5. Încercările s-au executat pe mașina cu două discuri de șlefuit existentă în dotarea laboratorului ISIM Timișoara, care a fost construită inițial de I. Michels și E. Iovițiu [11] și perfecționată în ultimii ani de cercetătorii de la ISIM (fig. 3). Încercarea se desfășoară pe ambele discuri, expunînd abraziunii concomitent epruveta de examinat și epruveta de referință pe cîte unul din discuri. După efectuarea semilungimii parcursului de uzare (35 m) epruvetele — de examinat și de referință — se transferă de pe un disc pe celălalt, pentru a se compensa diferențele calitative inerente ale hîrtiei de șlefuit. Înainte de încercare fiecare epruvetă se expune unei rodări pe mașina de încercat în regimul adoptat pentru încercare, iar rodarea se consideră încheiată după ce se constată șlefuirea întregii suprafețe frontale a epruvetei. Suprafețele rodate se controlează macroscopic și se elimină epruvetele cu defecte aparente: fisuri, pori, incluziuni, totodată urmărind menținerea calității suprafeței în anumite limite prin compararea rugozității cu un etalon de prelucrare adecvat metalului de examinat. Se aplică metoda de comparație prin secționare optică a profilului suprafeței (Schmaltz). Rezultatele încercărilor se exprimă prin raportul dintre uzurile masice ale epruvetei de referință din OLC 60 (U_r) și ale epruvetei de examinat (U). Pentru a se releva direct competitivitatea antiabrazivă a metalului examinat se recurge la indicarea durabilității relative a acestuia (U_r/U), mărimea reciprocă uzurii. Durabilitatea abrazivă relativă exprimă gradul de uzare între metalul de referință și metalul de examinat expus aceluiași regim abraziv. Durabilitățile abrazive relative obținute la încercările epruvetelor prelevate din depuneri sînt centralizate în tabelul 1 (valorile medii) iar valorile individuale sînt prezentate în figura 4.

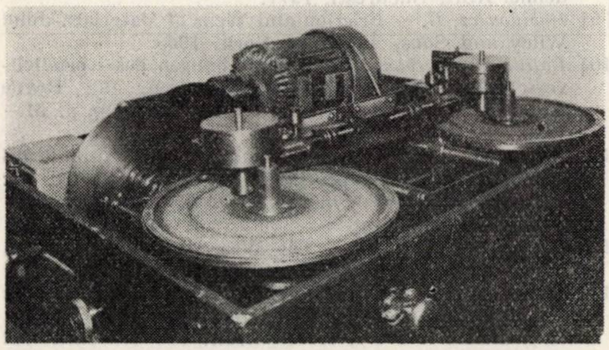


Fig. 3. Mașina de încercat cu disc rotativ cu hîrtie de șlefuit (construcție ISIM)

Analiza durabilităților abrazive relativ determinate evidențiază diferențierea comportării funcție de structura metalografică. Structurile austenito-martensitice prezintă durabilitățile maxime — EI Cr2W5 și EI SiCr4 — cu toate că au duritatea inferioară probelor cu structuri martensitice — EI 50VC și EI 400B. Majorarea granulației este asociată cu o reducere a uzării abrazive la toate probele, independent de constituenții structurali ai acestora: martensită, austenită, bainită. Influența granulației mari se evidențiază îndeosebi în creșterea detașată a durabilității relative la abraziune a depunerilor cu electrozi EI Cr2W5 — $U_r/U = 2{,}9 \cdots 3{,}4$ față de depunerile cu electrozi EI SiCr4, avînd aceeași duritate și o structură austenitomartensitică similară, dar cu o granulație mai fixă.

5. În ansamblu, investigațiile întreprinse asupra competitivității antiabrazive a electrozilor înveliți pentru încărcare crom-mangan relevă superioritatea calitativă a sudurilor cu structură austenito-martensitică cu granulație mare: electrozi EI Cr2W5. Durabilitatea ridicată la abraziune reflectă rezistența specifică la procesul de microașchiere, care se realizează prin asocierea rezistenței înalte la strivire a grăunțelor de martensită cu rezistență superioară la tăiere a matricei austenitice. Competitivitatea antiabrazivă nu este evidențiată nici de determinarea durității Vickers și nici de analiza structurală. O duritate mai ridicată Vickers nu implică și o durabilitate abrazivă mai înaltă, întrucît odată cu creșterea durității se accentuează fragilitatea stratului superficial și ca urmare scade rezistența la microașchiere a acestuia. Mai mult chiar, și în cadrul aceleiași structuri metalurgice microașchierea se manifestă mai atenuat de îndată ce se extinde suprafața

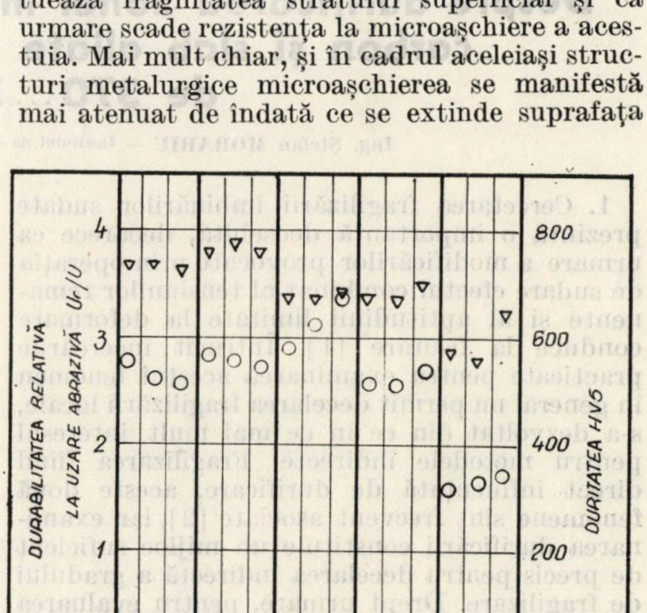


Fig. 4. Duritățile și durabilitățile relative la uzare abrazivă, determinate pe depunerile cu electrozii examinați

grăunților. Ținînd seama de rezultatele acestor cercetări, care confirmă pe deplin observațiile menționate în diverse publicații recente [6,12], se consideră necesar ca să se introducă în mod obligatoriu încercările de uzare abrazivă în metodologia examinării calității electrozilor înveliți de încărcare în special și a eficienței tuturor procedeelor tehnologice în general, spre a se putea obține informații concludente pentru prospectarea duratei de bună funcționare a straturilor superficiale ale pieselor expuse abraziunii în exploatare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Evrard, M., Sauvegrain, G.* — Essais de résistance à l'abrasion des depôts metalisés en vue d'établir une classification de ces depôts. In : ,,Soudage et Techniques connexes'' 25, 516 (1971), p. 219—227.

[2] *Guellec Le, M. M.* — Le Rechargement dur par soudage et particulièrement avec des alliages speciaux dans les industries mécaniques. In : ,,Soudage et téchniques connexes'' 26, 9/10 (1972), p. 373—384.

[3] *Iliuc, I.* — Tribologia straturilor subțiri, Ed. Academiei RSR, București, 1974.

[4] *Kraghelsky, I. W.* — Reibung und Verschleiss. VEB Verlag Technik, Berlin, 1971.

[5] *Larsen Badse, J., Matthew, K. G.* — Influence of Structure on the Abrasion Resistance of a 1040 Steel. In : Wear 14, 3 (1969), p. 199—206.

[6] *Maratray, F.* — Les processus d'usure des matériaux soumis à l'abrasion. In : ,,Revue de l'industrie minérale'', Novembre 1970, p. 713—734.

[7] *Ormig, H.* — Das Schaeffler Diagramm. In : Zeitschrift für Schweisstechnik 58, 10 (1968), p. 307—317

[8] *Pavelescu, D.* — Concepții noi, calcul și aplicații în frecarea și uzarea solidelor deformabile. Editura Academiei RSR, București, 1971.

[9] *Rabinowicz, E.* — Friction and Wear of Materials. John Wiley and Sons, Inc. New-York, 1965.

[10] *Rațiu, M., Farbaș, N.* — Unterschungen des Korngleitverschleisses der Auftragschweissungen. In : Revue Roumaine des Sciences Techniques 17, 1 (1972), p. 51—59.

[11] *Rațiu, M., Farbaș, N.* — Cercetări asupra durabilității la uzură a metalelor prin încercări cu disc rotativ. In : ,,Studii și cercetări de metalurgie'', 18, 1 (1973), p. 83—95.

[12] *Richardson, J. G. D.* — The Wear of Metals by Hard Abrasives. In : Wear 10, 4 (1967), p. 291—309.

[13] *Staska, E., Kulmburg, A.* — Werkstoffeigenschaften eines neuen warmverformbaren ledeburitischen Stahles mit 12% Chrom und 3% Kohlenstroff. In : Zeitschrift für Werkstofftechnik 4, 1 (1973), p. 41—49.

[14] *Wellinger, K., Uetz, H., Gürleyik, M.* — Gleitverschleiss Untersuchungen an Metallen und nichtmetallischen Hartstoffen unter Wirkung körnigen Stoffe. In : Wear 11, 3 (1968) p, 173—201.

CZ : 669.14

Despre durificarea zonei influențate termic la oțelurile carbon și slab aliate cu rezistența la rupere de 370...520 N/mm^2

Ing. Ștefan **MORARIU** — Institutul de sudură și încercări de materiale (ISIM) — Timișoara

1. Cercetarea fragilizării îmbinărilor sudate prezintă o importanță deosebită, deoarece ca urmare a modificărilor provocate prin operația de sudare efectul combinat al tensiunilor remanente și al aptitudinii limitate la deformare conduce la fisurare [1]. Întrucît încercările practicate pentru examinarea acestui fenomen în general nu permit decelarea fragilizării locale, s-a dezvoltat din ce în ce mai mult interesul pentru metodele indirecte. Fragilizarea fiind direct influențată de durificare, aceste două fenomene sînt frecvent asociate [2], iar examinarea durificării constituie un mijloc suficient de precis pentru decelarea indirectă a gradului de fragilizare. Drept urmare, pentru evaluarea riscului fisurării se citează adesea duritatea, stabilind chiar valori maxime admisibile în zona influențată termic (350 HV) [3]. Importanța deosebită a durificării asupra comportării construcțiilor sudate a determinat inițierea unei largi cooperări internaționale de către Comisia a IX-a a Institutului internațional de sudură (IIS), pentru stabilirea durității maxime admisibile în îmbinările sudate [4].

2. Fixarea unei valori limită a durității în zona influențată termic drept criteriu definitoriu pentru comportarea la sudare nu poate fi considerată semnificativă, mai ales în cazul oțelurilor cu rezistență ridicată. În sprijinul acestei afirmații se menționează unele documente care admit depășirea acestei valori [5, 6] și recomandările Comisiei a IX-a IIS, în care valoarea limită de 350 HV nu mai apare [7]. Pentru aprecierea riscului fisurării duritatea trebuie asociată cu încercările de fisurație [8]. Fiecare încercare practicată în prezent pentru examinarea fragilității fiind revelatoare pentru anumite conjuncții a factorilor fragilizanți, reiese interesul pentru metode complementare care să furnizeze informații utile privind fisurarea [9]. Cercetarea durificării unei regiuni atît de eterogene cum este zona influențată termic în cazul îmbinărilor sudate ridică însă unele probleme legate de însăși posibilitățile de explorare ale acestui procedeu, așa cum se practică în prezent ; este vorba de dimensiunile amprentei, forța de încărcare, modul de plasare a urmelor. În cazul încercării cu urmă

discretă (imprimare) vor rămîne totdeauna microvolume de material neinvestigate, datorită condiției impuse pentru evitarea influenței reciproce a amprentelor învecinate. De aici derivă incertitudinea care se păstrează în jurul durității maxime determinate. Se menționează totodată că o asemenea valoare nu poate să reprezinte decît duritatea microstructurii apărute în zona influențată termic, ca urmare a acțiunii ciclurilor termice de sudare. Avînd însă în vedere că rezistența la fisurare a diverselor calități de oțeluri este diferită, interesează gradul în care se durifică metalul de bază datorită efectului procesului sudo-termic.

Inconvenientele semnalate pot fi evitate în condițiile aplicării unei încercări de duritate cu urmă continuă — zgîriere, rulare — și a caracterizării durificării zonei influențate termic cu ajutorul gradului de durificare, calculat cu relația :

$$\delta H = \frac{H_A - H_0}{H_0} \cdot 100 = \frac{\Delta H_0}{H_0} \cdot 100 \qquad (1)$$

în care :

δH este gradul de durificare, în % ;
H_A — duritatea în zona afectată termic ;
H_0 — duritatea metalului de bază neafectat de procesul sudo-termic

Pentru cercetarea fragilizării se consideră deosebit de semnificativă variația durității, aceasta fiind revelatoare pentru influența procesului sudo-termic aplicat la oțeluri.

3. Pentru examinarea gradului de durificare sub influența procesului de sudare s-au utilizat oțeluri carbon și slab aliate cu rezistența la rupere de 370...520 N/mm² (STAS 500—68) laminate sub formă de tablă groasă. Dimensiunile și compoziția chimică a materialelor sînt indicate în tabelul 1.

Cercetarea durificării și fragilizării locale s-a realizat pe probe cu strat depus prin sudare, conform figurii 1. Din aceasta s-au prelevat epruvete pentru încercare durității și examinări microscopice (M), precum și pentru încercări de rezistență (K). Pe suprafețele transversale, șlefuite și lustruite, s-a efectuat o explorare complexă a zonei influențate termic, urmărind evidențierea neomogenității materialului afectat de procesul sudo-termic pe baza diferențierii rezultatelor încercării durității Vickers și analizei metalografice. Modul de repartizare a urmelor de duritate este prezentat în figura 2.

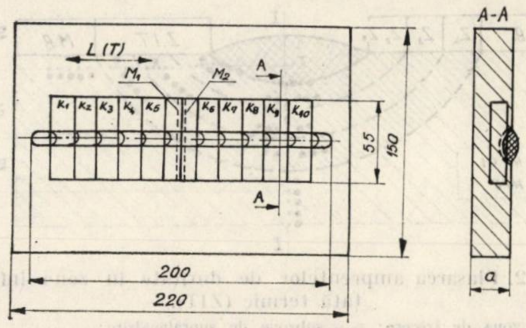


Fig. 1. Proba experimentală cu strat depus prin sudare. Condiții de sudare : diametrul electrodului 4 mm ; intensitatea curentului 170±10 A ; tensiunea corespunzătoare arderii stabile a arcului ; viteza 150 ± 10 mm/min.

M_1, M_2 = probe metalografice ; $K_1 \ldots K_{10}$ = epruvete pentru încercări mecanice ; —·—·— suprafețe lustruite.

Ductilitatea diverselor subzone caracteristice îmbinărilor sudate s-a examinat cu ajutorul încercării de încovoiere prin șoc, utilizînd epruvete cu crestătură Charpy V și crestătură COD (Crack Opening Displacement), conform figurii 3 [10, 11]. În acest scop epruvetele prelevate conform figurii 1 au avut vîrful crestăturii plasat la nivelul fiecărei subzone (fig. 4). Încercările s-au efectuat la temperatura ambiantă,

Tabelul 1

Compoziția chimică a oțelurilor examinate

Marca	Clasa de calitate	Gradul de dezoxidare	Grosimea mm	Compoziția chimică %								Carbonul echivalent 1)
				C	Mn	Si	P	S	Al	As	Ti	
OL37	3	k	12 20	0,120	0,500	0,280	0,016	0,015	0,033	0,010	—	0,207
OL37	4	k	25	0,110	0,550	0,240	0,020	0,020	0,042	0,007	—	0,205
OL44	3	k	10 25	0,150	0,940	0,270	0,015	0,021	0,055	0,009	—	0,309
OL44	4	k	25	0,160	0,940	0,310	0,016	0,026	0,043	0,008	—	0,319
OL52	3	k	20 30	0,170	1,280	0,300	0,020	0,012	0,063	0,011	0,019	0,380
OL52	4A	k	25	0,180	1,430	0,300	0,021	0,015	0,070	0,011	0,024	0,418

1) Carbonul echivalent $C_e = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Ni + Cu}{15}$

urmărind energia de rupere KV şi stabilirea deplasării critice la deschiderea fisurii δ_c prin metoda COD. Se menţionează de asemenea că s-a cercetat efectul ciclurilor termice de sudare asupra temperaturii de tranziţie (28 J), utilizînd epruvete cu crestătură Charpy V cu vîrful plasat în subzona de supraîncălzire (fig. 4).

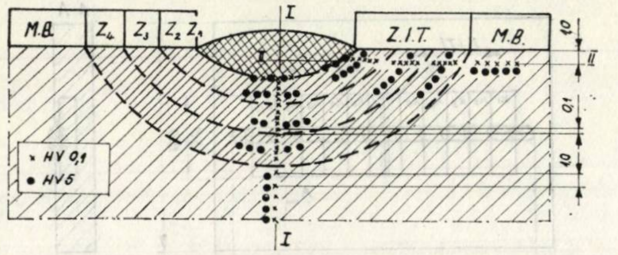


Fig. 2. Plasarea amprentelor de duritate în zona influenţată termic (ZIT).

z_1 = zona de trecere; z_2 = subzone de supraîncălzire; z_3 = subzona de normalizare; z_4 = subzona transformărilor incomplete; MB = metalul de bază.

Pentru aprecierea ductilităţii globale programul experimental a fost completat cu încercări tehnologice consacrate în prezent, în scopul evidenţierii susceptibilităţii la fragilizare — fisurare şi anume:

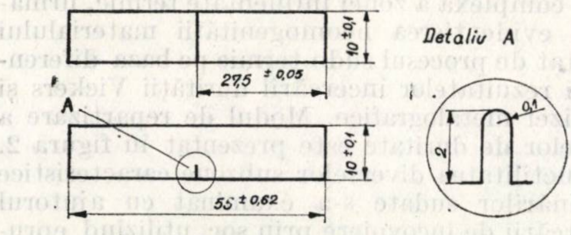


Fig. 3. Epruveta cu crestătură COD.

— încovoiere statică pe epruvete încărcate cu sudură longitudinală, conform STAS 7748—74, stabilind unghiul de îndoire la apariţia fisurii în metalul de bază;

— încercarea de fisuraţie avînd un strat de sudură depus pe placă, cu examinarea microscopică a fisurilor în secţiunea transversală a probei [12]; forma, dimensiunile şi condiţiile de realizare a probei sînt indicate în figura 5;

— încercarea de fisuraţie Tekken modificată — sudură cap la cap în rost Y — cu decelarea fisurilor în secţiune transversală [13];

— încercarea de fisuraţie CTS (Controled Thermal Severity) — suduri de colţ între table suprapuse — cu examinarea macro şi microscopică a fisurilor în secţiune transversală [14].

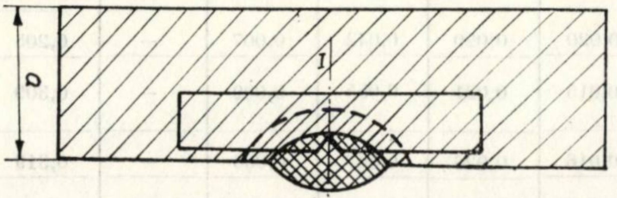


Fig. 4. Modul de execuţie a crestăturii Charpy V şi COD.

4. Avînd în vedere influenţa pe care o exercită diverşi factori asupra fenomenului de durificare din zona influenţată termic, s-a urmărit măsura în care încercarea durităţii este capabilă să evidenţieze efectele datorite variaţiei compoziţiei chimice, grosimii materialelor cercetate şi energiei liniare de sudare.

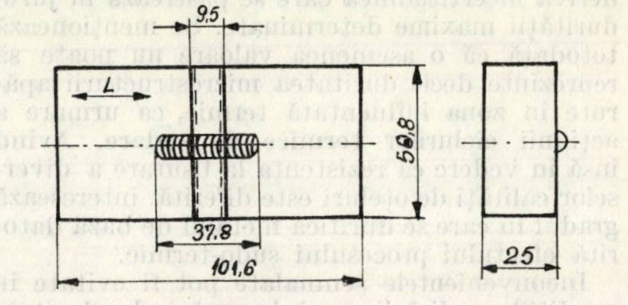


Fig. 5. Proba de fisuraţie cu strat depus pe placă. Condiţii de sudare:

diametrul electrodului 3,25 mm; intensitatea curentului 100 A; tensiunea de sudare 25 V; viteza de sudare 200 mm/min; — — — suprafeţe lustruite.

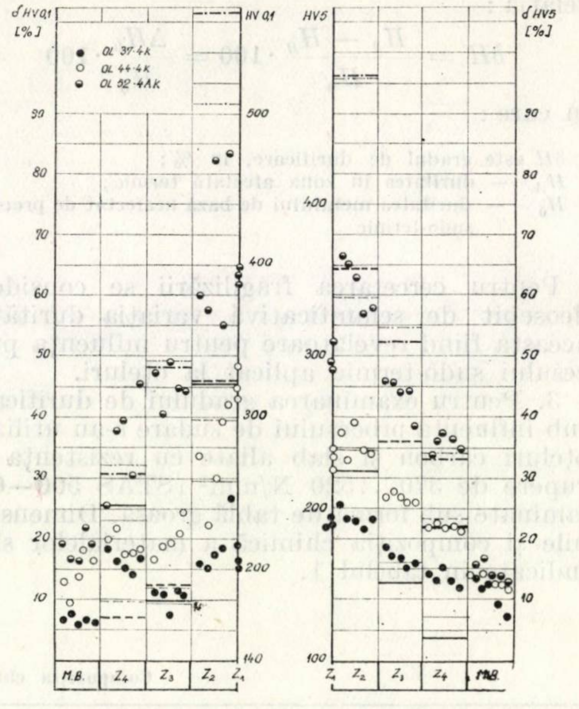


Fig. 6. Durificarea zonei influenţate termic. Influenţa compoziţiei chimice. Probe longitudinale (L); direcţia $I-I$.

HV OL37.4k | max ——— | med ———
HV OL44.4k | max —·—··— | med —·—·—
HV OL52.4Ak | max ——·—— | med ——·——

În figura 6 s-a prezentat variaţia durităţii HV 0,1 şi HV5, precum şi valorile gradului de durificare pentru fiecare subzonă caracteristică zonei influenţate termic, în cazul a trei calităţi diferite de oţeluri. Acelaşi mod de prezentare a rezultatelor experimentale s-a folosit şi în figurile 7 şi 8, pentru a ilustra influenţa grosimii, respectiv efectul energiei liniare de sudare. Între gradul de durificare şi rezultatele analizei metalografice există o deplină concordanţă;

gradul de durificare se corelează cu suma conţinutului constituenţilor mai duri — bainită, perlită—din subzona de supraîncălzire—OL 37, OL 44. Această dependenţă este mai dificil

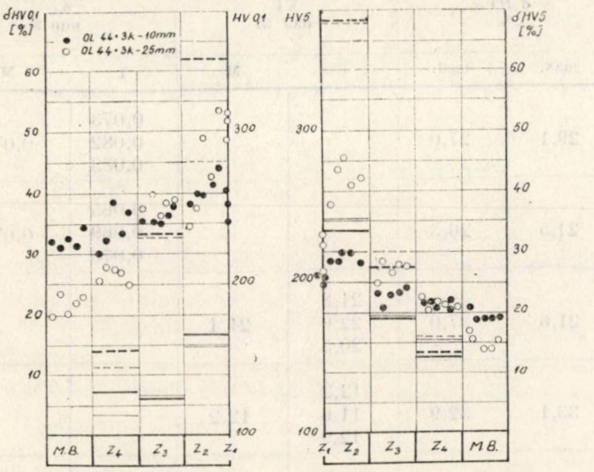


Fig. 7. Durificarea zonei influenţate termic. Influenţa grosimii tablei. Probe longitudinale (*L*); direcţia *I—I*.

HV OL44.3k – 10 mm | max ———
med ———
HV OL44.3k – 25 mm | max —·—·—
med —·—·—

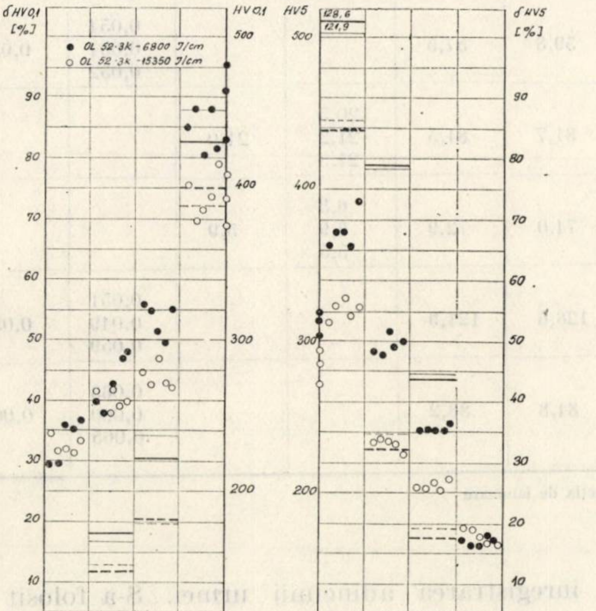


Fig. 8. Durificarea zonei influenţate termic. Influenţa energiei liniare de sudare. Probe transversale (*T*); direcţia *I—I*.

HV OL52.3k – 6800 J/cm | max ———
med ———
HV OL52.3k – 15350 J/cm | max —·—·—
med —·—·—

de evidenţiat la OL 52, datorită proporţiei diferite de bainită şi perlită.

Examinările efectuate conduc la concluzia că din punct de vedere mecanic diversele subzone se vor comporta diferit. În tabelul 2 se dau valorile gradului de durificare — δHV 0,1, δHV5 — ale energiei de rupere KV şi ale caracteristicii δ_c, determinate pentru fiecare subzonă caracteristică unei îmbinări sudate. Datorită dimensiunilor reduse a acestor regiuni şi acuităţii mai reduse a crestăturii Charpy V, această încercare nu reuşeşte să evidenţieze întotdeauna ductilitatea microvolumelor de material investigate. Rezultatele obţinute relevă însă o strînsă legătură între gradul de durificare al fiecărei subzone şi caracteristica δ_c; în subzonele cu grad de durificare mare se constată o caracteristică δ_c mică.

Analizînd efectul ciclurilor termice de sudare asupra temperaturii de tranziţie, se observă că acestea provoacă o creştere cu atît mai mare cu cît gradul de durificare a oţelurilor cercetate este mai ridicat (tabelul 3).

Datele privind susceptibilitatea la fragilizare — fisurare s-au centralizat de asemenea în tabelul 3. Se observă că în cazul îndoirii probelor încărcate cu sudură longitudinală, mărimea unghiului se reduce pe măsura creşterii gradului de durificare.

Încercările de fisuraţie efectuate, prezentînd grade de severitate diferite, nu evidenţiază întotdeauna corespondenţa cu gradul de durificare. Astfel, la probele cu strat depus pe placă şi CTS nu s-au identificat fisuri în secţiune transversală. În schimb, încercarea Tekken modificată, care este de altfel şi cea mai severă, atestă corelaţia cu gradul de durificare; la OL 52, care a prezentat gradul de durificare cel mai ridicat, s-a evidenţiat cea mai mare sensibilitate la fisurare.

5. Concludenţa rezultatelor obţinute rămîne sensibil afectată de caracterul discret al încercării durităţii prin imprimare la explorarea unor regiuni atît de eterogene ca cele din zona influenţată termic.

Încercarea durităţii cu urmă continuă oferă posibilitatea cercetării şi a microvolumelor rămase eventual neinvestigate în cazul încercării cu urmă discretă. Posibilităţile de aplicare a acestui procedeu în cazul metalelor s-a analizat pe baza unui program experimental constînd din încercări de duritate cu urmă discretă şi continuă [15]. S-au utilizat penetratoare cu vîrf de diamant de tip Vickers, Knoop, Rockwell, Grodzinski, prismă triunghiulară (unghiul diedru la vîrf 120°) şi bilă din oţel cu diametrul de 1,5875 mm. Forţele de încărcare au fost cuprinse în limitele 0,15...49,03 N. Analiza performanţelor metodei s-a efectuat cu un aparat care asigură precizia de citire a lăţimii urmei de 0,1 μm în intervalul 2...25 μm, pe plăcuţe etalon de duritate.

Rezultatele încercării de încovoiere prin şoc.

Marca	Clasa de calitate	Gradul de dezoxidare	Grosimea mm	Direcţia de prelevare 1)	Energia liniară J/cm	Direcţia investigată 2)	Subzona de supraîncălzire							
							δ *HV* 0,1 %		δ *HV*5 %		*KV* daJ 3)		δ_c mm 3)	
							max.	med.	max.	med.	I	M	I	M
OL37	3	k	12	L	14150	I–I	16,2	17,3	29,1	27,0			0,073 0,082 0,083	0,079
				T	14000	I–I	11,5	12,3	24,5	26,3			0,065 0,069 0,076	0,070
			20	L	14400	I–I	35,8	37,5	21,6	27,0	21,8 22,0 20,5	21,4		
				T	14300	I–I	50,7	42,7	33,1	32,9	12,2 11,6 12,9	12,2		
OL37	4	k	25	L	14400	I–I	45,4	29,5	31,0	34,6	25,1 25,3 22,9	24,4		
				T	14475	I–I	28,9	29,9	33,1	37,7	9,0 9,2 8,9	9,0		
OL44	4	k	25	L	14650	I–I	45,8	39,5	64,7	59,5			0,053 0,065 0,062	0,060
				T	14450	I–I	60,7	54,9	59,8	57,5			0,054 0,054 0,052	0,053
OL52	3	k	20	L	14000	I–I	52,1	59,0	81,7	81,5	20,5 21,2 21,3	21,0		
				T	14950	I–I	51,0	53,2	74,0	72,9	6,3 5,9 5,5	5,9		
					6800	I–I	82,6	87,7	128,6	121,9			0,051 0,049 0,059	0,053
					15350	I–I	75,0	72,0	84,8	86,2			0,063 0,060 0,065	0,063

1) *L* paralelă cu direcţia de laminare; *T* = perpendiculară pe direcţia de laminare
2) Conform figurii 2
3) I – valori individuale; *M* – valori medii

În urma studiului comparativ s-a constatat că se obţin performanţe optime la încercarea de duritate cu urmă continuă, cu microsarcini (0,15...4,90 N), utilizînd penetratoare Vickers şi prismă triunghiulară. Se menţionează că metoda cu urmă continuă, folosind penetrator prismatic (120°) şi sarcină constantă de încărcare (0,15...4,90 N), este în curs de reglementare oficială în ţară.

Avînd în vedere unele dificultăţi ce pot să apară la măsurarea lăţimii urmei, datorită conturului, s-a dezvoltat procedeul de încercare cu înregistrarea adîncimii urmei. S-a folosit un aparat DURIMET–Pol, fabricaţie Leitz, la care s-a montat echipamentul conceput în acest scop. Schema de principiu a instalaţiei de înregistrare este arătată în figura 9.

În figura 10 s-a prezentat, prin comparaţie, variaţia durităţii obţinută prin încercarea cu urmă discretă şi continuă pe îmbinări sudate cap la cap. Explorarea zonei influenţate termic s-a făcut cu urme discrete HV 0,1 şi urmă

Tabelul 2

Epruvete cu crestătură Charpy V şi COD

Subzona de normalizare								Subzona transformărilor incomplete							
δHV 0,1 %		δHV 5 %		*KV* daJ 3)		δ_c mm 3)		δHV 0,1 %		δHV 5 %		*KV* daJ 3)		δ_c mm 3)	
max.	med.	max.	med.	I	M	I	M	max.	med.	max.	med.	I	M	I	M
3,6	3,9	6,9	9,1			0,092 0,083 0,111	0,095	4,5	3,9	6,3	5,4				
7,4	4,5	10,9	8,6			0,083 0,086 0,083	0,084	7,4	4,4	3,2	3,7				
25,7	21,4	4,4	13,0	21,7 22,8 21,9	22,1			29,1	29,8	10,8	12,3	21,4 22,2 21,8	21,8		
21,5	13,1	11,7	16,0	12,5 13,9 13,3	13,2			29,4	24,7	5,5	11,7	13,3 12,7 13,1	13,0		
10,0	9,2	12,9	16,2	21,6 21,8 20,9	21,4			25,4	23,1	3,9	7,2	23,2 23,6 23,5	23,4		
5,8	9,5	15,5	18,7	11,0 10,4 10,6	10,7			12,7	21,5	6,1	9,2	11,8 11,9 11,5	11,7		
12,3	11,9	35,9	35,9			0,063 0,073 0,071	0,069	7,1	9,7	21,8	23,3			0,072 0,082 0,085	0,076
20,4	16,8	20,1	22,5			0,063 0,062 0,058	0,061	7,7	9,4	12,4	14,7			0,062 0,065 0,068	0,065
29,9	38,7	29,5	27,7	20,8 20,0 19,3	20,0			13,0	12,5	18,9	20,0	21,3 20,0 20,4	20,6		
32,1	23,8	28,2	28,3	6,9 6,6 6,7	6,7			11,7	13,5	14,7	16,4	6,5 5,6 6,3	6,1		
30,4	34,1	78,9	78,3			0,062 0,061 0,058	0,060	18,2	16,7	43,8	44,6			0,070 0,062 0,073	0,068
20,5	19,6	32,2	34,7			0,076 0,065 0,072	0,071	11,8	12,8	17,5	18,9			0,074 0,069 0,082	0,075

continuă, folosind penetrator prismatic, sarcina de încărcare de 1,96 N şi viteza de deplasare a probei de 0,08 mm/s.

Analiza rezultatelor expuse relevă faptul că metoda de încercare a durităţii cu urmă continuă este proprie evidenţierii variaţiei durităţii în zone cu eterogenitate mare, de dimensiuni reduse; se obţine acelaşi mod de variaţie ca şi prin încercări cu urmă discretă. Astfel, corespondenţa stabilită între rezultatele încercării durităţii cu urmă discretă, respectiv gradul de durificare şi celelalte încercări practicate în cadrul programului experimental, se extinde şi în cazul încercării cu urmă continuă. Metoda de investigare cu urmă continuă îşi dovedeşte totuşi superioritatea prin sporul de informaţii pe care-l poate furniza. Fiind singura încercare capabilă să exploreze continuu durificarea locală, ea reuşeşte să scoată în evidenţă vîrfurile de duritate. Procedeul permite atît determinarea gradului de durificare cît şi eva-

Tabelul 3

Rezultatele încercărilor privind fragilizarea-fisurarea

Marca	Clasa de calitate	Gradul de dezoxidare	Grosimea mm	Temperatura pentru KV 28*J* °*C* Metal de bază ¹)	Temperatura pentru KV 28*J* °*C* Subzona de supraîncălzire ²)	Indoire probă STAS 7748−74 grade Valori individuale	Indoire probă STAS 7748−74 grade Valori medii	Încercări de fisuraţie: Strat de sudură depus pe placă +20 C°	Încercări de fisuraţie: Strat de sudură depus pe placă −20 °C	Tekken modificată Fisuri în secţiune mm	Tekken modificată Fisuri în secţiune %	CTS
OL37	4	k	25	−27	−40	180 180 170	177	Fără fisuri	Fără fisuri	0	0	Fără fisuri
OL44	4	k	25	−40	30	140 148 150	146	Fără fisuri	Fără fisuri	0	0	Fără fisuri
OL52	4A	k	25	−40	−15	60 70 60	63	Fără fisuri	Fără fisuri	1,92 1,86 2,02 1,28	33,7	Fără fisuri

1) Crestătura orientată perpendicular pe suprafaţa tablei.
2) Crestătura orientată paralel cu suprafaţa tablei.

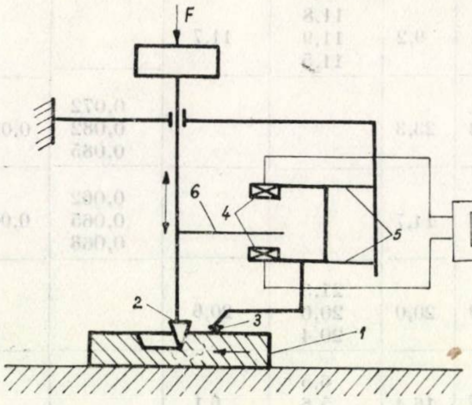


Fig. 9. Schema de principiu a instalaţiei de înregistrare.
1 – proba; 2 – penetratorul; 3 – palpatorul; 4 – traductorul inductiv; 5 – lamele elastice; 6 – lama mobilă.

luarea gradientului de durificare, calculat cu relaţia:

$$\chi = \frac{\Delta H}{\Delta 1} \tag{2}$$

în care:

ΔH este variaţia durităţii;

$\Delta 1$ — distanţa de-a lungul căreia s-a urmărit variaţia durităţii.

Aceste mărimi sînt definitorii univoc pentru aprecierea durificării produse de procesul sudo-termic.

6. Din cercetările efectuate rezultă că gradul de durificare este o mărime revelatoare pentru susceptibilitatea la fragilizare a oţelurilor, implicit pentru riscul de fisurare. Între rezultatele încercării de încovoiere prin şoc (Charpy V, COD) şi ale încercărilor pentru examinarea fragilizării — fisurării (probă încărcată cu sudură longitudinală, strat depus pe placă, Tekken modificată, CTS) şi gradul de durificare determinat la încercarea cu urmă discretă şi continuă, apare o bună corespondenţă; odată cu mărirea gradului de durificare se asociază o scădere a caracteristicilor mecanice ale susceptibilităţii la fragilizare — fisurare. Mai mult chiar, gradul de durificare decelează diferenţe de comportare între oţeluri nesesizate de încercări de fisuraţie mai puţin severe decît proba cu strat depus şi CTS.

Pe baza gradului de durificare se poate face o diferenţiere netă a efectelor compoziţiei chimice

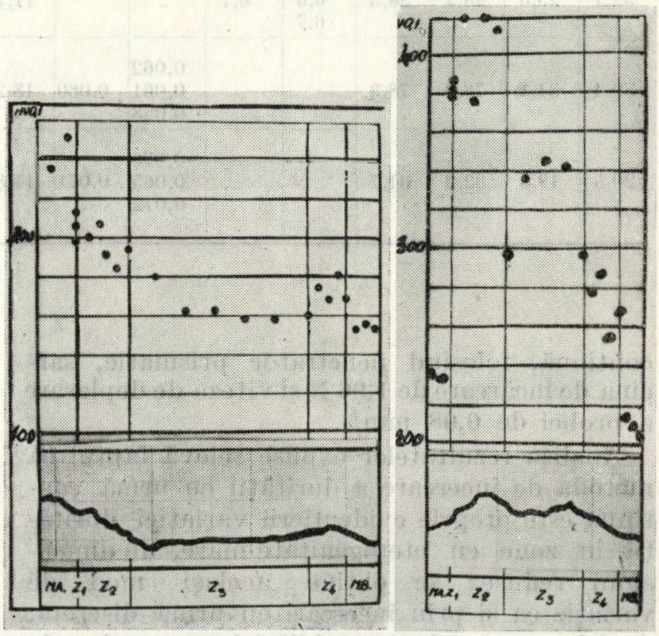


Fig. 10. Rezultatele încercării durităţii pe suduri cap la cap.
a) OL37.4k; b) OL52.4Ak.

grosimii tablei şi energiei liniare de sudare, efecte care nu se evidenţiază uneori la examinarea exclusivă a valorilor durităţii. Diferenţa dintre duritatea metalului de bază şi duritatea zonei influenţate termic relevă pregnant modificările comportării mecanice ale regiunilor afectate de procesul sudo-termic.

Investigaţiile întreprinse scot în evidenţă de asemenea avantajele examinării variaţiei durităţii în zona influenţată termic cu ajutorul încercării durităţii cu urmă continuă. Această metodă este mai concludentă pentru cercetarea durificării provocate de procesul de sudare, permiţînd o explorare intensivă a variaţiei durităţii şi deci reliefarea cu mai mare certitudine a zonelor cu duritate maximă. Aparatele destinate încercării durităţii cu urmă discretă, cu microsarcini, pot fi adaptate pentru încercarea cu urmă continuă. Prin înregistrarea adîncimii urmei, examinarea continuă a durităţii devine un mijloc operativ pentru investigarea durificării sudurilor [16, 17].

BIBLIOGRAFIE

]1] x x x Note sur les essais de fissuration. In : I. I. S. doc. IX — 710 — 70.

[2] *Adenis, D. Blanchard, P.* : Fragilité et fragilisation des métaux et alliages. Paris. Dunod. 1963.

[3] *Haverhals, Ir. J.* The choice of safe welding procedures when making fillet welds in C—Mn structural steels, in order to avoid hydrogen cracking. In : I.I.W. Doc. IX — 799 — 72.

[4] x x x Rapports des présidents des commissions de l'I.I.S. Assemblées annulles de 11 au 14 Juillet 1967. Londres. In : SOUD. TEC. CONN. vol. 22, nr. 3/4, 1968, p. 134—147.

[5] *Kihara, H., Inagaki, M.* The idea of the HW steels in Japan. Tentative specifications for high pressure vessels and the other welded structures. In : I.I.W. doc. IX 415—64.

[6] x x x Weldable QT high strength steels and their applications in Japan. In : I.I.W. doc. IX — 633 — 70.

[7] x x x Recomandation for classification of steel for use in welded structures. In : I.I.W. doc. IX — 704—70.

[8] x x x Note sur la dureté sous cordon et le risque de fissuration à froid. In : I.I.S. doc. IX — 600 — 68.

[9] x x x Rapport annuel de la commission IX ,,Comportement des métaux du point de vue du soudage ,,Assemblée de Toronto (Canada) 11 — 14 Juillet 1972. In : I.I.S. doc. IX — 817 — 72.

[10] *Cioclov, D. Arghiriade, I.* : Temperature dependence of the crack opening displacement in OL 50 (P.D.) Carbon steel. In : REV. ROUM. SCI. TECHN. — MÉTALLURGIE, Tome 17, nr. 1, 1972, p. 61—67.

[11] *Cioclov, D.* : Steel testing to crtitical crack opening displacement (COD). In : REV. ROUM. SCI. TECHN. —METALLURGIE, Tome 18, nr. 2, 1973, p. 113—125.

[12] *Sălăgean, T.* : Comportarea la sudare a oţelurilor cu carbon şi slab aliate. In : Studii şi cercetări de metalurgie, tom. 15, nr. 2, 1970, p. 249—274.

[13] *Masayasu Arikawa, Izumi Ichihara, Kuniaki Hayashi, Takashi Wada, Toshio Arai* : Effect of weld metal strength and hydrogen content on cracking. In : I.I.W. doc. II— 539 — 70.

[14] *Granjon, H.* : Informations sur les essais de fissuration. In : I.I.S. doc. 190—61.

[15] *Morariu, St.* : Acurateţea metodei de determinare a durităţii cu urmă continuă. Comunicare prezentată la Sesiunea ştiinţifică a Institutului de metrologie. Bucureşti 24 — 25 septembrie 1973.

[16] *Stöfferle, Th., Theimert, P. H.* : Verfahren zur Kontinuierlichen Härtemessung von Metallen. In : WERRK-STATT UND BETRIEB, 104, nr. 5, 1971, p. 319—321.

[17] *Stöfferle, Th., Theimert, P. H.* : Kontinuierliche Härtemessung an praktischen Beispielen. In : WERK. STATT UND BETRIEB, 105, nr. 6, 1972, p. 427—431.

◆

CZ : 669 ;621.791.92

Metoda şi instalaţie de apreciere a tendinţei spre fisurare la cald a metalelor depuse prin sudare

Dr. ing. Doina **DRĂGULESCU**, ing. Adrian **COŞARIU**, ing. Dumitru **MIHNEA** — Institutul de sudură şi încercări de materiale — Timişoara

Cercetările efectuate la Institutul de sudură şi încercări de materiale din Timişoara în domeniul fisurării la cald a metalelor depuse au condus la stabilirea unei metodologii de încercare, pe baza căreia s-a elaborat o instalaţie experimentală (fig. 1), IFIS.

Instalaţia permite aprecierea tendinţei spre fisurare la cald a metalelor depuse cu diferite materiale de adaos, prin deformarea unui cordon de probă în timpul solidificării sale. Cordonul de probă este depus prin sudare pe o epruvetă din oţel moale fixată în mandrinele instalaţiei. Îndată după iniţierea procesului de sudare (una la două secunde), epruveta este deformată prin tracţiune în direcţie normală la axa longitudinală a cusăturii, prin deplasarea mandrinei mobile. În cordonul de probă aflat în timpul deformării, parţial în stare solid — lichidă, se promovează o fisură longitudinală dacă gradul de deformare depăşeşte un anumit

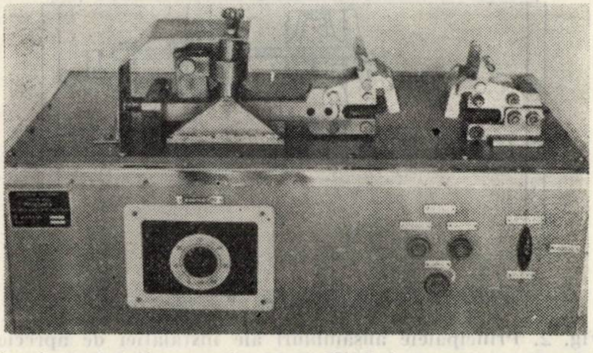


Fig. 1. Instalaţia experimentală IFIS de apreciere a tendinţei spre fisurare la cald a metalelor depuse prin sudare

nivel. În timpul deformării fisura iniţială se propagă în lungul cusăturii, ca urmare a deplasării băii de sudură şi deci a frontului de cristalizare. Drept criteriu de apreciere metoda adoptată utilizează lungimea fisurii produse în cordonul de probă, la timp de deformare constant. Evident se pot compara numai metale depuse prin acelaşi procedeu de sudare.

Metoda se pretează la aprecierea tendinţei spre fisurare la cald a metalelor depuse prin orice procedeu de sudare, la instalaţie putîndu-se ataşa orice tip de sursă pentru sudare.

Pe baza principiului de încercare şi în funcţie de dimensiunile adoptate pentru epruvetele de încercat s-au stabilit principalele date de proiectare ale instalaţiei.

1. Viteza de deplasare a mandrinei mobile : 1,50—2,30 mm/s
2. Cursa maximă a mandrinei mobile... 20 mm.
3. Tensiunea de alimentare... 380 V.
4. Forţa de tragere...3000 daN.

Forţa necesară deformării epruvetei este realizată de un motor electric şi este transmisă mandrinei mobile prin intermediul unei transmisii mecanice. Instalaţia IFIS de apreciere a tendinţei spre fisurare la cald (fig. 2) se compune din următoarele ansambluri principale : batiu 1, motor electric de acţionare 4, cuplaj elastic, ansamblu reductor, mecanism de tragere, mandrină mobilă 13, mandrină fixă 16.

— Batiul 1 este cadrul de rezistenţă al instalaţiei, pe el montîndu-se celelalte subansambluri. Este realizat în construcţie sudată din profile.

— Motorul electric 4 este montat pe batiu prin intermediul unei plăci de cauciuc, pentru a amortiza vibraţiile ce se pot transmite de la motor la batiu. Motorul electric este asincron trifazat în scurtcircuit de tip ASI90S24, avînd puterea de 1,5 kW şi turaţia de 2850 rot/min.

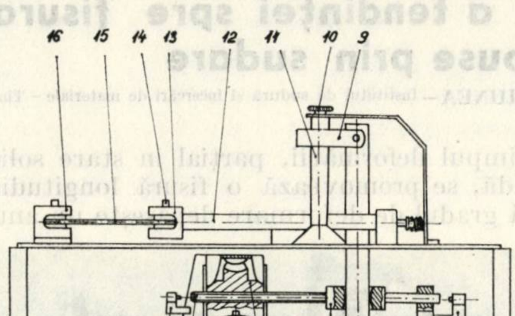


Fig. 2. Principalele ansambluri ale instalaţiei de apreciere a tendinţei spre fisurare la cald a metalelor depuse prin sudare.

— Pentru transmiterea momentului motor de la motorul electric la reductorul de turaţie se foloseşte un cuplaj elastic cu bolţuri, mărimea 2 cu semicuplaje în execuţia C avînd alezajele de 24 mm. Reductorul de turaţie este de tip melcat cu melc arhimedic. Roata melcată 5 este prevăzută axial cu un alezaj filetat M20×1,5 în care se înşurubează şurubul conducător care acţionează asupra tijei de împingere 7 din mecanismul de tragere. Mecanismul de tragere, prin elementul de tragere 12 acţionează asupra mandrinei mobile 13, realizînd deformarea epruvetei. Şurubul conducător 3 prin piesa de împingere 6 acţionează asupra tijei de împingere. Cursa şurubului conducător este limitată de două limitatoare de cursă care opresc motorul electric la depăşirea cursei. Tija de împingere 7 este prinsă în furca de reglare 9, ce poate glisa pe două coloane de ghidare 11, fiind acţionată de şurubul de reglare cu ajutorul unei rozete 10. Prin deplasarea verticală a furcii de reglare se realizează viteze liniare ale elementului de tragere cuprinse între limitele de 1,50—2,30 mm/s, astfel că s-a putut face o etalonare a vitezei de deformare a epruvetei în funcţie de poziţia furcii de reglare. Pe furca de reglare s-a montat un ac indicator al cărui vîrf indică diviziunile de pe o riglă prinsă pe batiul instalaţiei, gradată în unităţi de viteză liniară.

— Mandrina mobilă 13 este fixată în elementul de tragere. Este formată dintr-un corp care cuprinde două bacuri, între care se aşază epruveta 15, apoi prin intermediul unui şurub 14 se strîng bacurile, fixînd epruveta.

— Mandrina fixă 16 are aceeaşi construcţie ca şi mandrina mobilă, ea fiind fixată de batiul instalaţiei.

Instalaţia IFIS urmăreşte în funcţionare executarea următorului ciclu de operaţii :

— fixarea epruvetei în mandrine ;
— depunerea cordonului de probă pe epruveta fixată ;
— declanşarea acţiunii de deformare a epruvetei în timpul depunerii cordonului de probă ;
— oprirea automată a deformării după un interval de timp fixat în prealabil.

După epuizarea acestui ciclu epruveta este eliberată din mandrine şi operatorul va executa operaţia de măsurare a lungimii fisurii longitudinale produse în cordonul de probă. Executarea operaţiilor menţionate este asigurată prin existenţa schemei de automatizare a instalaţiei (fig. 3).

În detaliu, o încercare decurge astfel :

Epruveta, avînd dimensiunile de $250 \times 50 \times s$ mm ($s = 3\ldots5$ mm) este introdusă în mandrine şi strînsă. După fixarea epruvetei începe depunerea prin sudare a cordonului de probă pe lăţimea epruvetei, la mijlocului distanţei dintre bacuri, perpendicular pe direcţia de deformare.

Acţionarea butonului normal deschis P_1 după un timp foarte scurt (1...2 secunde) de la amorsarea arcului conduce la o succesiune de operații care se desfășoară automat. Independent de acestea, procesul de sudare fiind condus manual, este oprit la epuizarea lățimii epruvetei. La acționarea butonului P_1 (fig. 3) bobina contactorului C_1 și a releului de timp R_{timp} vor fi alimentate. Ca urmare, prin întinderea contactelor normal deschise c_1 din circuitul de alimentare a motorului, acesta începe să funcționeze. Momentul motor este transmis prin intermediul ansamblului reductor la mecanismul de tragere, care acționează asupra mandrinei mobile, realizînd deformarea epruvetei. Simultan cu alimentarea motorului electric, prin închiderea contactului normal deschis c_1 se alimentează bobina releului de temporizare R_{temp}, iar contactul normal deschis cu temporizare la deschidere r_{temp} se închide instantaneu. În decursul acestor acțiuni bobina contactorului $C3$ nu este alimentată, întrucît contactul normal închis c_1 se deschide înaintea închiderii contactului r_{temp}. După trecerea intervalului de timp fixat în prealabil la releul de timp contactul normal închis cu temporizare la deschiderea r_t se deschide, întrerupînd alimentarea bobinei C_1. Contactele contactorului C_1 revin în stare inițială și ca urmare bobinele R_{temp} și R_t nu vor mai fi alimentate, iar bobina contactorului C_2 va fi alimentată atîta timp cît permite temporizarea la deschidere a contactului r_{temp}. În decursul acestui timp scurt, două faze ale înfășurării statorice ale motorului de acționare vor fi alimentate în curent continuu, producîndu-se o frînare eficace a acestuia. Deformarea epruvetei încetează și aceasta este eliberată din mandrine. Protecția instalației față de situația blocării mandrinei mobile în cazul unui timp de deplasare prea mare este asigurată prin limitatorul de cursă LC_1.

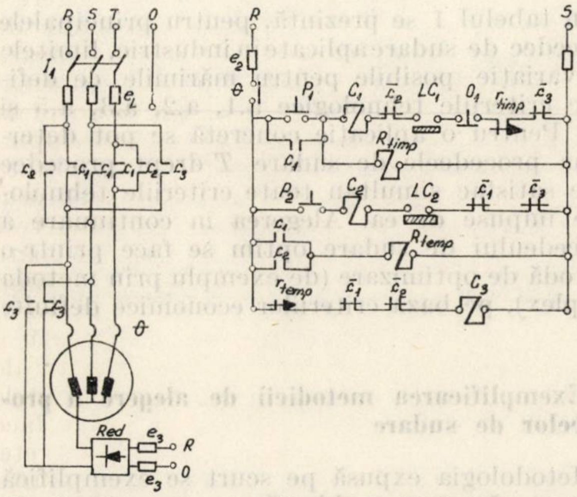


Fig. 3. Schema de automatizare a instalației de apreciere a tendinței spre fisurare la cald a metalelor depuse.

Pentru diferitele manevre ale instalației s-a prevăzut contactorul C_2, alimentat prin acționarea butonului normal deschis P_2, care asigură inversarea sensului de rotație a motorului. Protecția este asigurată în acest caz prin introducerea limitatorului de cursă LC_2. Ca măsură de protecție suplimentară funcționarea motorului poate fi în orice moment întreruptă prin acționarea butonului normal închis $O1$. Instalația poate fi utilizată și pentru aprecierea tendinței spre fisurare la cald în zona influențată termic a diferitelor materiale de bază, etapele încercării fiind identice cu cele ale determinărilor pentru materiale de adaos. Singura deosebire provine din faptul că aprecierea numai a metalului de bază trebuie să excludă prezența metalului depus. Aceasta se reflectă în procedeul de sudare adoptat, la aprecierile asupra metalului de bază pretîndu-se procedeul WIG fără metalul de adaos.

* * *

2. *Procedee*

CZ: 621.791

Optimizarea alegerii procedeelor de sudare

Ing. Dorin — Marius **DEHELEAN** — Institutul de sudură și încercări de materiale — Timișoara

1. Introducere

În general, majoritatea problemelor în practică oferă existența simultană a mai multor soluții de rezolvare posibile. Teoria modernă a luării deciziei tratează de aceea nu atît răspunsul la întrebarea dacă s-au luat decizii false sau adevărate, cît problema principală privind găsirea mijloacelor necesare determinării celei mai bune decizii; aceasta desigur considerînd un anumit criteriu de optimizare.

În sudură, pentru realizarea unor construcții sudate se pot folosi diferite procedee. Se apreciază că la ora actuală diferitele industrii aplică peste optzeci de procedee de sudare distincte. Apare deci ca rațională elaborarea unor metodici fundamentate teoretic pentru alegerea procedeului de sudare optim, adică a procedeului care să asigure obținerea unei eficiențe economice maxime, în condiţiile unei producţii sudate pertinente.

2. Metodica de determinare a procedeului de sudare optim

Metodica de alegere a procedeului de sudare optim pentru o aplicaţie precizată, expusă în lucrare, cuprinde două etape şi anume:

— determinarea procedeelor de sudare care permit rezolvarea din punct de vedere tehnologic a aplicaţiei date (notate în continuare procede T);

— alegerea dintre procedeele T a celui care realizează cea mai mare eficienţă economică (procedeul optim).

Pentru rezolvarea problemei este necesară definirea unor criterii de apreciere. Corespunzător celor două faze ale metodologiei se pot defini criterii tehnologice, respectiv economice (cum sînt următoarele):

a. Criterii tehnologice:

a.1. grosimea materialului care se sudează;
a.2. secţiunea care se sudează;
a.3. poziţia de sudare;
a.4. forma cusăturii sudate;
a.5. lungimea cusăturii sudate;
a.6. precizia cerută pentru pregătirea rostului;
a.7. accesibilitatea la locul sudurii;
a.8. materialul de bază;
a.9. deformaţia admisibilă prin sudare.

b. Criterii economice:

b.1. preţul de cost al unui metru de cusătură sudată;
b.2. consumul de timp pentru realizarea unui metru de cusătură sudată;
b.3. volumul de investiţie necesară pentru sudare.

În tabelul 1 se prezintă, pentru principalele procedee de sudare aplicate în industrie, limitele de variaţie posibile pentru mărimile ce definesc criteriile tehnologice a.1, a.2, a.3, a.5 şi a.6. Pentru o aplicaţie concretă se pot determina procedeele de sudare T drept procedee care satisfac simultan toate criteriile tehnologice impuse de ea. Alegerea în continuare a procedeului de sudare optim se face printr-o metodă de optimizare (de exemplu prin metoda simplex), pe baza criteriilor economice definite [1].

3. Exemplificarea metodicii de alegere a procedeelor de sudare

Metodologia expusă pe scurt se exemplifică prin următoarea problemă:

Într-o întreprindere trebuie executate trei tipuri de rezervoare sudate (A, B, C), în următoarele cantităţi, respectiv 240, 290 şi 360 de bucăţi pe lună. Toate sudurile sînt de colţ, avînd înălţimea de 6 mm. Materialul de bază este OL37, cu grosimea de 10 mm. Se sudează

Tabelul 1

Domenii de variaţii ale criteriilor tehnologice pentru diferite procedee de sudare

Procedeu de sudare	Criterii tehnologice				
	a1 mm	a2 mm^2	a3	a5 m	a6 mm
Sudare manuală cu electrozi	1,5 - 100		toate	10 - 500	> 1
Sudare semiautomată în CO_2	1,5 - 25		toate	100 - 2000	> 1
Sudare automată sub strat de flux	1,5 - 100		orizontal	> 500	1
Sudare în baie de zgură	25 - 200		orizontal	> 200	> 1
Sudare cu plasmă	0,8 - 15		orizontal	> 200	0,5
Sudare cu microplasmă	0,01 - 1,5		orizontal	> 30	0,1
Sudare cu fascicul de electroni	0,1 - 150		orizontal	10 - 500	0,1
Sudare în puncte	0,1 - 4				
Sudare în linie	0,1 - 4				
Sudare prin topire intermediară		100 - 25000			
Sudare prin frecare	ϕ 100				

în poziţie orizontală, nu se impun cerinţe speciale pentru pregătirea rostului, respectiv de deformaţie minimă. Accesibilitatea sudurii este condiţionată.

Criteriile tehnologice sînt verificate de următoarele procedee de sudare T:

— sudarea manuală cu electrozi înveliţi;
— sudarea semiautomată în mediu de CO_2;
— sudarea automată sub flux (cu limitări din cauza accesibilităţii; se poate suda sub flux 80% din lungimea cusăturilor de la rezervorul A respectiv 70% de la rezervor B şi 60% de la rezervor C;
— sudarea cu plasmă.

Dintre procedeele de sudare T este necesară determinarea acelora care conduc la cheltuieli minime totale lunare de sudare. Pentru simplificare, în calculul de optimizare se tratează numai primele trei procedee T.

Lungimea totală a cusăturilor sudate este de 6,2 m (rezervorul A), de 5,8 m (rezervorul B) şi de 5,4 m (rezervorul C).

Intreprinderea dispune de trei automate de sudare sub flux, respectiv de cinci semiautomate de sudare în mediu de CO_2. Apreciind că aceste echipamente pot funcţiona cîte 180 de ore într-o lună, rezultă un total lunar posibil de 3 × 180 = 540 de ore de sudare sub flux, respectiv de 5 × 180 = 900 de ore de sudare în mediu de CO_2. Considerînd vitezele de sudare, respectiv 3 m/h (sudare sub flux) şi 2,3 m/h (sudare manuală), rezultă lungimile maxime de suduri ce pot fi realizate cu cele două procedee într-o lună: 540 × 3 = 1620 m (sudare sub flux) şi 900 × 2,3 m = 2070 m (sudare în CO_2).

Preţurile de cost raportate la metrul de sudură pentru cele trei procedee de sudare T, respectiv cele trei rezervoare, sînt sintetizate în tabelul 2.

Tabelul 2

Preţuri de cost raportate la un metru de sudură, pentru cele trei rezervoare sudate, funcţie de procedeul de sudare aplicat

Rezervor	Preţ de cost lei/m x)		
	Sudare sub flux	Sudare CO_2	Sudare manuală
A	3,10	2,72	5,25
B	3,36	2,94	5,80
C	3,75	3,35	6,62

x) Preţurile sînt date numai pentru exemplificarea calculelor ce urmează

Se notează cu x_{ik} lungimea cusăturii realizate la rezervorul i cu procedeul de sudare k, $i = 1...3$, $k = 1...3$. În felul acesta problema are nouă necunoscute.

Preţul de cost al sudurilor executate într-o lună, funcţia-obiectiv a problemei, este:

$$C = 240\,(3{,}10x_{11} + 2{,}72x_{12} + 5{,}25x_{13}) +$$
$$+ 290\,(3{,}36x_{21} + 2{,}94x_{22} + 5{,}80x_{23}) +$$
$$+ 360\,(3{,}75x_{31} + 3{,}35x_{32} + 6{,}62x_{33}) \quad (1)$$

Această funcţie-obiectiv trebuie minimizată, în condiţiile satisfacerii următoarelor restricţii:

$x_{11} + x_{12} + x_{13} = 6{,}2$ (lungimea sudurilor la rezervorul A),

$x_{21} + x_{22} + x_{23} = 5{,}8$ (idem, rezervorul B),

$x_{31} + x_{32} + x_{33} = 3{,}4$ (idem, rezervorul C),

$240x_{11} + 290x_{21} + 360x_{31} = 1620$ (lungimea cusăturii sudabile sub flux)

$240xx_{12} + 290x_{22} + 360x_{32} = 2070$ (idem, sudabile în CO_2)

$x_{11} \leqslant 80\% . 6{,}2 = 4{,}96$ (lungime ce se poate suda sub flux la rezervorul A)

$x_{21} \leqslant 70\% . 5{,}8 = 4{,}06$ (idem, rezervorul B)

$x_{31} \leqslant 60\% . 3{,}4 = 2{,}04$ (idem, rezervorul C). (2)

Întrucît în problemele de optimizare se lucrează cu restricţii sub formă de ecuaţii, ultimele trei restricţii pot fi transformate prin introducerea unor variabile auxiliare nenegative t_1, t_2 şi t_3, după cum urmează:

$$x_{11} + t_1 = 4{,}96$$
$$x_{21} + t_2 = 4{,}06$$
$$x_{31} + t_3 = 2{,}04$$

În felul acesta, restricţiile problemei constituie un sistem de opt ecuaţii liniare cu douăsprezece necunoscute. Optimizarea problemei, adică găsirea minimului funcţiei-obiectiv, în condiţiile satisfacerii sistemului de restricţii, se poate face prin metoda Simplex.

Primul pas în rezolvare constă în găsirea unei soluţii fezabile de bază a sistemului de restricţii. Pentru aceasta se egalează cu zero patru necunoscute (fie $x_{11} = x_{13} = x_{23} = t_2 = 0$) şi se găsesc celelalte opt necunoscute rezolvînd sistemul de restricţii. Se obţine următoarea soluţie fezabilă de bază:

$$x_{12} = 6{,}2 \quad x_{22} = 1{,}74 \quad x_{21} = 4{,}06 \quad x_{31} = 1{,}22$$
$$x_{32} = 0{,}214 \quad x_{33} = 1{,}97 \quad t_1 = 4{,}96 \quad t_3 = 0{,}82 \quad (3)$$

În continuare, se exprimă variabilele soluţiei fezabile de bază prin variabile anulate. Rezultă :

$$
\begin{aligned}
x_{12} &= 6{,}2 - x_{11} - x_{13}\\
x_{21} &= 4{,}06 - t_2\\
x_{22} &= 1{,}74 - x_{33} + t_2\\
x_{31} &= 1{,}22 + 0{,}81t_2 - 0{,}66x_{11} \qquad (4)\\
x_{32} &= 0{,}21 + 0{,}66x_{11} + 0{,}66x_{13} + 0{,}81x_{23} - 0{,}81t_2\\
x_{33} &= 1{,}97 - 0{,}81x_{23}\\
t_1 &= 4{,}96 - x_{11}\\
t_3 &= 0{,}82 + 0{,}66x_{11} - 0{,}81t_2
\end{aligned}
$$

Înlocuind aceste rezultate în expresia funcţiei-obiectiv, se obţine aceasta, funcţie numai de variabilele anulate :

$$C = 16.082 - 4x_{11} + 1403x_{13} - 124x_{23} - 5t_2 \qquad (5)$$

Se poate construi acum primul tabel simplex (tabelul 3). Capetele de coloană ale tabelului sînt variabilele egalate cu zero, iar capetele de linii — variabilele cuprinse în soluţia fezabilă de bază. În prima coloană numerică sînt trecute valorile variabilelor din soluţia fezabilă de bază. Celelalte rubrici cuprind coeficienţii variabilelor necuprinse în soluţia fezabilă de bază, luaţi cu semn schimbat din relaţiile (4). Ultima linie conţine coeficienţii relaţiei (5), luaţi cu semn schimbat.

Plecînd de la soluţia iniţială (tabelul 3), se înaintează pas cu pas spre soluţia optimă, modificînd fiecare tabel simplex în alt tabel după următoarea regulă :

Fiind vorba de o problemă de minim se caută valoarea cea mai mare din ultima linie (124). Dintre elementele coloanei corespunzătoare (x_{23}) se alege acela care împreună cu valoarea corespunzătoare din coloana întîi dă raportul cel mai mic, pozitiv. Avem : 1,74 :1 = = 1,74 şi 1,97 :0,81 = 2,43. Mărimea determinată astfel (1) se numeşte privotul tabelului şi constituie punctul de plecare pentru următoarele transformări. Acestea se vor efectua astfel :

Tabelul 3

Tabelul Simplex I

		x_{11}	x_{13}	x_{23}	t_2
x_{12}	6,2	1	1	0	0
x_{21}	4,06	0	0	0	1
x_{22}	1,74	0	0	1^{x}	−1
x_{31}	1,22	0,66	0	0	−0,81
x_{32}	0,21	−0,66	−0,66	−0,81	0,81
x_{33}	1,97	0	0	0,81	0
t_1	4,96	1	0	0	0
t_3	0,82	−0,66	0	0	0,81
C	16.082	4	− 1403	124	5

Tabelul 4

Tabelul Simplex II

		x_{11}	x_{13}	x_{22}	t_2
x_{12}	6,2	1	1	0	0
x_{21}	4,06	0	0	0	1
x_{23}	1,74	0	0	1	−1
x_{31}	1,22	0,66	0	0	−0,81
x_{32}	1,62	−0,66	−0,66	0,81	0
x_{33}	0,56	0	0	−0,81	$0{,}81^{x}$
t_1	4,96	1	0	0	0
t_3	0,86	−0,66	0	0	0,81
C	15866	4	−1403	− 124	129

— variabilele x_{23} şi x_{22} (determinate de pivot) îşi schimbă poziţiile între ele ;

— pivotul tabelului simplex *I* se înlocuieşte cu inversul său (1 :1 = 1) ;

— toate elementele liniei care cuprinde privotul se înmulţesc cu inversul acestuia ;

— toate elementele coloanei ce cuprinde pivotul se înmulţesc cu opusul inversului acestuia ;

— celelalte elemente ale tabelului simplex II se determină diminuînd vechiul element cu produsul dintre elementul situat în tabelul simplex I în aceeaşi linie, dar în coloana pivotului şi elementul din tabelul simplex II aflat în aceeaşi coloană, dar în linia pivotului ; de exemplu, valoarea corespunzătoare intersecţiei liniei x_{33} cu coloana t_2 va fi : 0 − (0,81) (−1) = = 0,81.

Transformarea tabelelor simplex se consideră încheiată cînd toţi coeficienţii ultimei linii devin negativi (în cazul problemelor de minim). Pentru exemplul studiat se obţin tabelele simplex II, III şi IV (tabelul 4, tabelul 5, respectiv tabelul 6).

Tabelul simplex IV (tabelul 6) conţine soluţia optimă a problemei. Aceasta este prezentată explicit în tabelul 7.

Tubelul 5

Tabelul Simplex III

		x_{11}	x_{13}	x_{22}	x_{33}
x_{12}	6,2	1	1	0	0
x_{21}	3,37	0	0	1	- 1,23
x_{23}	2,43	0	0	0	1,23
x_{31}	1,78	0,66	0	- 0,81	1
x_{32}	1,62	-0,66	-0,66	0,81	0
t_2	0,69	0	0	-1	1,23
t_1	4,96	0	0	0	0
t_3	0,26	1	0	0,81 ^{x}	- 1
C	15 777	4	- 1403	5	- 159

Tabelul 6

Tabelul Simplex IV

		x_{11}	x_{13}	t_3	x_{33}
x_{12}	6,2	1	1	0	0
x_{21}	3,05	- 1,23	0	- 1,23	0
x_{23}	2,43	0	0	0	1,23
x_{31}	2,04	1,66	0	1	0
x_{32}	1,36	-1,66	- 0,66	- 1	1
t_2	1,01	1,23	0	1,23	0
t_1	4,96	0	0	0	0
x_{22}	0,32	1,23	0	1,23	-1,23
C	15.775	- 2,15	- 1403	- 6,15	-147

Prețul de cost optim al sudării celor trei rezervoare este de 15 775 lei/lună. Comparativ, dacă toate sudurile s-ar executa manual, prețul total al sudurilor ar fi corespunzător prețurilor de cost din tabelul 1:

$$6{,}2\cdot 5{,}25\cdot 240 + 5{,}8\cdot 5{,}8\cdot 290 + 6{,}62\cdot 3{,}4\cdot$$

$$\cdot 360 = 25\,210 \text{ lei.}$$

Economia ce se realizează la prețul de cost prin alegerea corespunzătoare a procedeelor de sudare este de 35%, ceea ce confirmă utilitatea aplicării metodologiei de alegere a procedeelor de sudare optime expuse.

Tabelul 7

Volumul de aplicare optim a diferitelor procedee de sudare la sudarea rezervoarelor A, B, C.

Rezervor	Lungime sudură m		
	Sudare sub flux	Sudare CO_2	Sudare manuala
A	0	6, 2	0
B	3, 37	0	2,43
C	1,78	1,62	0

BIBLIOGRAFIE

[1] *Gilde, W., Altrichter, S.* Die optimale Lösung, Urania Verlag, Berlin, 1968.

[2] *Blahuta, M.* Auswahl des wirtschaftlichen Schweissverfahrens mit Hilfe von mathematisch-logischen Methoden und Rechenanlagen: Schweisstechnik, 1975, Nr. 1, pag. 7—12.

[3] *Zahadnik, R.* Theory and techniques of optimisation for practical engineers, Barnes & Noble, New—York, 1971.

◆

CZ: 621.791.12:621.319.4:537.2

Sudarea prin presiune la rece a elementelor componente ale condensatoarelor electrolitice

Ing. Claudia **BUTA** ; ing. Horst **LENGENFELDER** — Institutul de sudură şi încercări de materiale – Timişoara

1. În procesul de fabricare a condensatoarelor electrolitice la Întreprinderea de piese de radio şi semiconductoare (I.P.R.S)-Băneasa s-a pus problema realizării unor îmbinări sudate a elementelor lor componente, avînd calităţi electrice şi mecanice prescrise. Procedeele de sudare care s-au luat în considerare au fost : sudarea cu energie înmagazinată şi sudarea prin presiune la rece. În lucrarea de faţă se prezintă rezultatele cercetărilor prin aplicarea acestui din urmă procedeu de asamblare a elementelor de folie de aluminiu gravată şi oxidată.

2. Au fost studiate următoarele tipuri de îmbinări :

a. folie de aluminiu gravată şi oxidată, cu grosimea de 0,1 mm cu folie de aluminiu conexiune de grosime de 0,175 mm, respectiv 0,1 mm ;

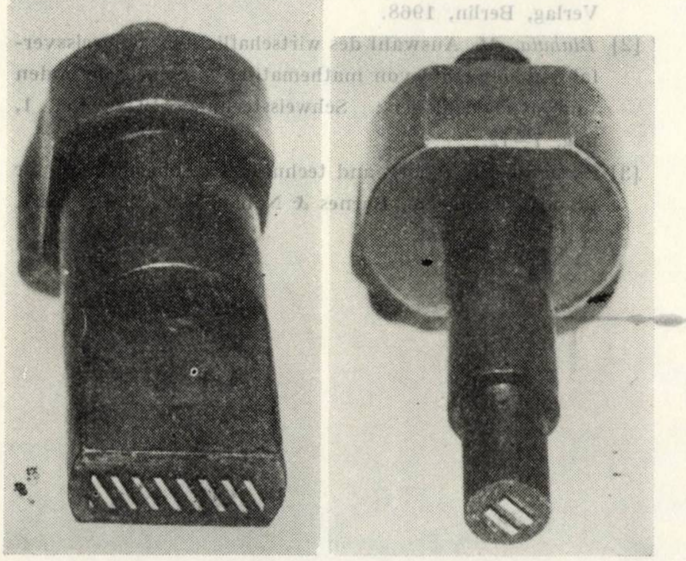
b. folie de aluminiu gravată şi oxidată cu sîrmă de aluminiu avînd diametrul de 2, 5 mm.

Îmbinările realizate trebuie să satisfacă următoarele condiţii :

— secţiunea de trecere a curentului prin îmbinarea sudată să fie cel puţin egală cu secţiunea transversală a pieselor care se sudează ;

— să reziste din punct de vedere mecanic la solicitările care intervin la construcţia şi exploatarea condensatoarelor (îndoiri, torsionări, vibraţii etc.).

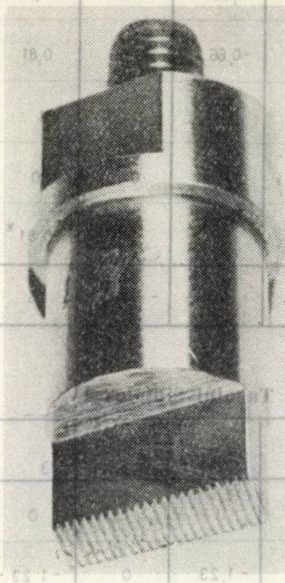
Ca echipament pentru realizarea sudurilor s-a folosit o maşină de încercat materiale de fabricaţie RDG (VEB, Werkstoffprufmaschinen, Leipzig) avînd forţa maximă de presare $F_{p_{max}} = 10$ tf reglabilă în trepte din 5 în 5 kgf, la care s-au adaptat diferite dispozitive de sudare (poansoane şi plăci suport).



a *b*

Fig. 1

2.1. Pentru îmbinarea foliei oxidate de grosime 1,1 mm şi lăţime 15 mm cu folii conexiune cu grosimea de 0,175 mm, respectiv 0,1 mm şi lăţimea de 6,5 mm, s-a folosit poansonul prezentat în figura 1a. Poansonul a fost confecţionat din oţel rapid călit în apă. Suprafaţa activă de 13,84 mm² este formată din opt dinţi de formă dreptunghiulară cu dimensiunile de 0,5 × 3,46 mm, înclinaţi cu 60° faţă de axa poansonului. În figura 2a este prezentată îmbinarea obţinută.



c

Fig. 1. Poansoane utilizate pentru sudarea prin presiune la rece :
a. pentru sudarea foliei de aluminiu oxidate de 0,1 × 15 mm cu folie de aluminiu conexiune de 0,175 × 6,5 mm, respectiv 0,1 × 6,5 mm ;
b. pentru sudarea foliei de aluminiu oxidate de 0,1 × 6 mm cu folie de aluminiu conexiune de 0,175 × 2,5 mm ;
c. pentru sudarea foliei de aluminiu oxidate de 0,1 × 15 mm cu sîrmă de aluminiu oxidate de 2,5 mm.

Forţele aplicate în vederea realizării sudurilor au fost cuprinse între 700 şi 1 100 kgf, variate în trepte din 100 în 100 de kgf. S-a constatat că la o forţă de presare mai mică decît $F_p = 700$ kgf, cele două folii nu se sudează, iar la F_p mai mare de 1 100 kgf folia superioară a tăiată de poanson.

2.2. Pentru sudarea prin presiune la rece a foliei de aluminiu oxidate cu grosimea de 0,1 mm şi lăţimea de 6 mm, cu folie de aluminiu conexiune în grosime de 0,175 mm şi lăţime de 2,5 mm, s-a folosit poansonul prezentat în figura 1b. Suprafaţa activă de 4,2 mm² este formată din doi dinţi de formă dreptunghiulară cu dimensiunile de 0,7 × 3 mm. Materialul poansonului este oţelul rapid călit în apă. Ordinea de aşezare a foliilor şi modul de realizare al îmbinării este similar celui aplicat la sudurile prezentate anterior. În figura 2b se prezintă aspectul îmbinării realizate.

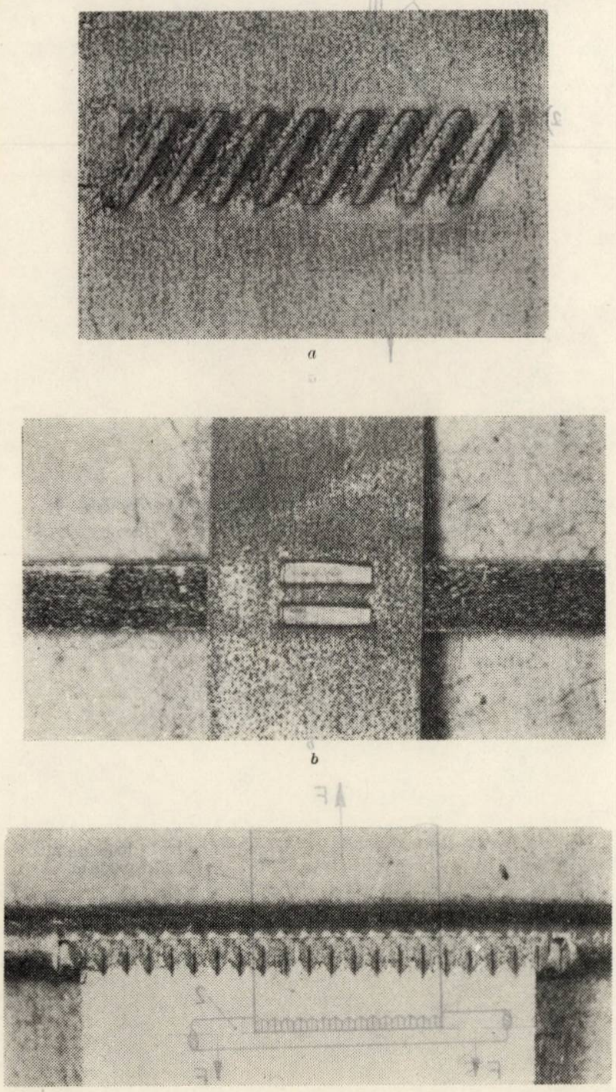


Fig. 2

a. Imbinarea dintre folia de aluminiu oxidată de 0,1 × 15 mm şi folia de aluminiu conexiune de 0,175 × 6,5 mm ;
b. îmbinarea dintre folia de aluminiu oxidată de 0,1 × 6 mm şi folia de aluminiu oxidată de 0,175 × 2,5 mm ;
c. îmbinarea dintre folia de aluminiu oxidată de 0,1 × 15 mm şi sîrma de aluminiu cu diametrul de 2,5 mm.

Forţa de presare a variat în trepte de cîte 25 kgf în limitele $F_p = 200$ kgf şi $F_p = 350$ kgf.

2.3. În cursul realizării îmbinărilor prezentate s-a observat că orice impurificare a foliei de aluminiu conexiune duce la o mărire semnificativă a forţei de presare necesare obţinerii sudării celor două materiale. Astfel, în cazu unei amprente manuale pe folia conexiune, forţa de presare la care se realizează sudarea creşte cu circa 30%. Din acest motiv se recomandă ca foliile să nu fie prinse cu mîna în locul în care urmează să fie sudate şi să fie ferite de praf şi alte impurităţi.

În tabelul 1 sînt prezentate valorile presiunii de sudare p şi a gradului de deformare realizat, determinate cu relaţiile :

$$p = \frac{F}{S} \tag{1}$$

$$\delta = \frac{h_0 - h}{h_0} \cdot 100\ [\%] \tag{2}$$

în care :

F — forţa de presare [kgf] ;
S — suprafaţa activă a poansonului [mm²] ;
h_0 — grosimea iniţială a pieselor suprapuse ;
h — grosimea pieselor în urma deformării.

Tabelul 1

Presiunea şi gradul de deformaţie la sudarea foliei de Al oxidate cu folia de Al conexiune

Nr. crt.	Folie de Al oxidată		Folie de Al conexiune		Presiunea p [kgf/mm²]		Grad de deformaţie [%]	
	grosime [mm]	lăţime [mm]	grosime [mm]	lăţimea [mm]	p_{min}	p_{max}	δ_{min}	δ_{max}
1	0,1	15	0,175	6,5	50,5	79,5	71	82
2	0,1	15	0,1	6,5	50,5	72,3	60	75
3	0,1	15	0,175	2,5	47,7	83,4	76	91

2.4. Pentru sudarea prin presiune la rece a foliei de aluminiu gravate şi oxidate cu sîrmă de aluminiu s-a folosit poansonul din figura 1c. S-au încercat diverse variante de poanson de acest tip, variind unghiul de vîrf al dinţilor cît şi planul de aşezare al dinţilor faţă de axa poansonului. S-au realizat poansoane cu unghiuri de vîrf de 45°, 60° şi 90° şi înclinaţii ale planului de aşezare a dinţilor faţă de axa poansonului de 45°, 60°, 80°. Cele mai bune rezultate (din punctul de vedere al rezistenţei mecanice) au fost obţinute folosind poansonul cu un unghi de vîrf al dinţilor de 90° şi cu plan de înclinaţie a dinţilor de 60° faţă de axa poansonului. Regimurile tehnologice ale îmbinării au fost determinate drept consecinţă cu acest din urmă poanson.

În figura 2c se prezintă aspectul îmbinării obţinute.

3. Pentru atestarea calității îmbinărilor sudate prin presiune la rece s-au făcut următoarele determinări :

a. determinarea rezistenței electrice de contact a îmbinărilor ;
b. încercarea la tracțiune ;
c. analiza macrostructurală ;
d. asamblarea în condensatoare și încercarea la durată a acestora, conform STAS 7675—73.

3.1. Rezultatele determinării rezistenței electrice de contact a îmbinărilor sînt cuprinse în tabelul 2.

Tabelul 2

Rezistența electrică de contact a îmbinărilor sudate prin presiune la rece dintre folia de Al oxidată și folia de Al conexiune

Nr. crt.	Folie de Al conexiune		Folie de Al oxidată		*F* presare [kgf]	Rezistența electrică [Ω]	Observații
	grosime [mm]	lățime [mm]	grosime [mm]	lățime [mm]			
1	0,175	2,5	0,1	6,5	200	$6{,}4\cdot10^{-4}$	Nu se poate face o alegere a regimului de sudare pe baza rezistenței minime de contact, deoarece aceasta diferă foarte puțin de la o probă la alta, indiferent la regimul de sudare
2					200	$5{,}3\cdot10^{-4}$	
3					200	$5{,}8\cdot10^{-4}$	
4					260	$5{,}5\cdot10^{-4}$	
5					260	$5{,}7\cdot10^{-4}$	
6					260	$5{,}5.10^{-4}$	
7					300	$5{,}5.10^{-4}$	
8					300	$5{,}5.10^{-4}$	
9					300	$5{,}4.10^{-4}$	

3.2. Încercarea la tracțiune a îmbinărilor sudate prin presiune la rece s-a executat pe o mașină de încercat VEB Werkstoffprüfmaschinen Leipzig—DDR, avînd forța maximă de întindere de 10 kgf. Îmbinările dintre folia oxidată și folia de aluminiu conexiune au fost supuse la două regimuri de tracțiune, conform figurii 3a și b. Regimul de încercare la tracțiune al îmbinărilor dintre folia de aluminiu oxidată și sîrma de aluminiu este ilustrat de figura 3c.

Rezultatele acestor încercări, după eliminarea valorilor experimentale anormale prin criteriul Chauvenet, au fost prelucrate calculînd forța medie de rupere pentru un număr de cîte douăzeci de probe pentru fiecare regim tehnologic și regim de încercare. În figura 4 sînt date sub formă grafică rezultatele obținute.

3.3. Rezultatele analizei macrostructurale a îmbinărilor sudate prin presiune la rece sînt prezentate în tabelul 3 cît și în figura 5a și b.

3.4 Rezultatele încercării condensatoarelor asamblate din elemente sudate prin presiune

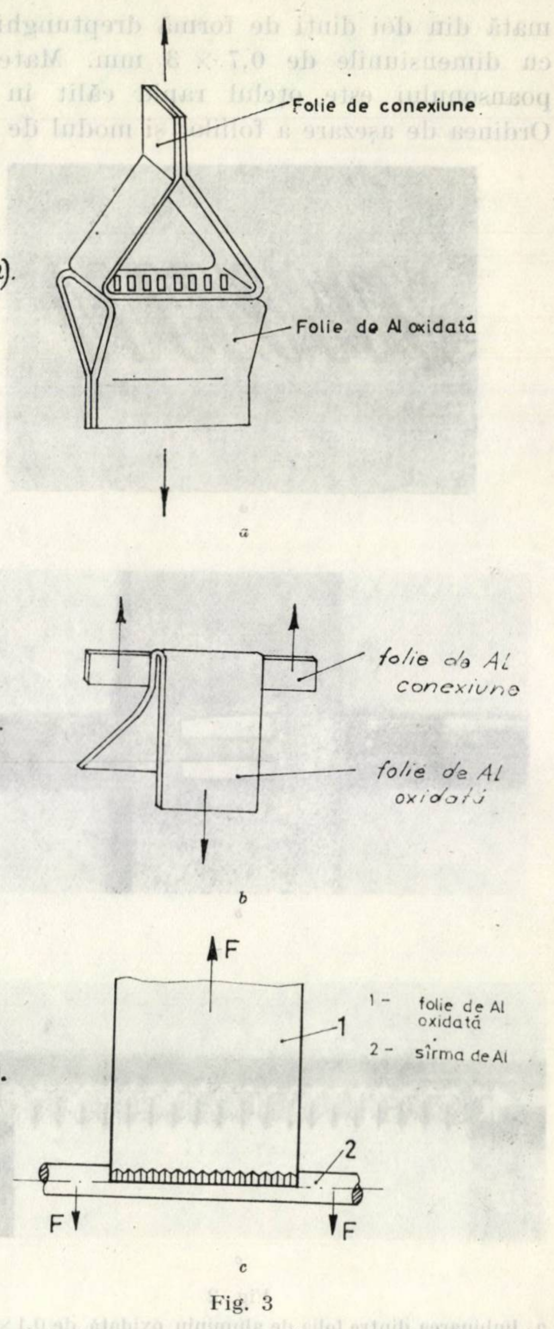


Fig. 3

a. Regimul *A* de încercare la tracțiune a îmbinărilor dintre folia de aluminiu oxidată și folia de aluminiu conexiune; b. regimul *B* de încercare la tracțiune a îmbinărilor dintre folia de aluminiu oxidată și folia de aluminiu conexiune; c. modul de încercare la tracțiune a îmbinărilor dintre folia de aluminiu oxidată și sîrmă de aluminiu.

la rece sînt cuprinse în tabelele 4 și 5, întocmite la I.P.R.S.—Băneasa.

4. În urma rezultatelor obținute se poate afirma că regimurile tehnologice adecvate realizării îmbinărilor elementelor componente ale condensatoarelor electrolitice sînt cele cuprinse în tabelul 6.

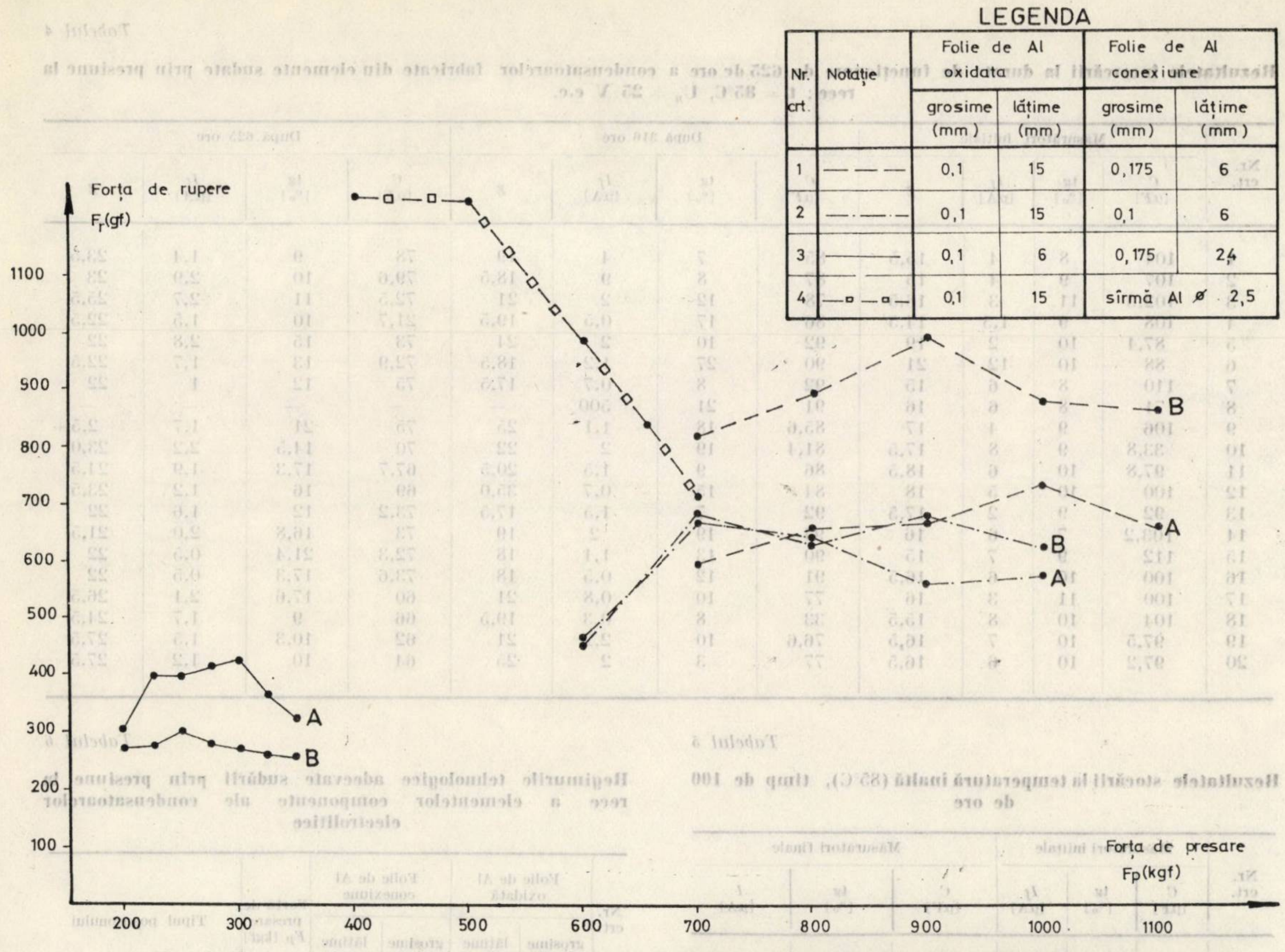


Fig. 4. Forţa medie de rupere în funcţie de regimul de sudare (presiune respectiv forţă de presare).

Tabelul 3

Rezultatele analizei macrostructurale a îmbinărilor sudate prin presiune la rece

Nr. crt.	Regim de sudare F_p [kgf]	Tipul îmbinării şi calitatea acesteia			
		Folie de Al gravată şi oxidată 0,1 × × 15 mm şi folie de Al conexiune 0,175 × × 6,5 mm	Folie de Al gravată şi oxidată 0,1 × × 15 mm şi folie de Al conexiune 0,1 × 6,5 mm	Folie de Al gravată şi oxidată 0,1 × × 15 mm cu sîrmă de Al ∅ 2,5 mm	Folie de Al gravată şi oxidată 0,1 × × 6,5 mm cu folie de Al conexiune 0,175·2,5mm
1	200	—	—	—	N
2	225	—	—	—	N
3	250	—	—	—	N
4	275	—	—	—	B
5	300	—	—	—	B
6	325	—	—	—	B
7	350	—	—	—	B
8	400	—	—	N	—
9	500	—	—	N	—
10	600	—	—	B	—
11	700	N	N	B	—
12	800	B	N	—	—
13	900	B	B	—	—
14	1000	N	B	—	—
15	1100	N	—	—	—

N – îmbinarea necorespunzătoare
B – îmbinare bună

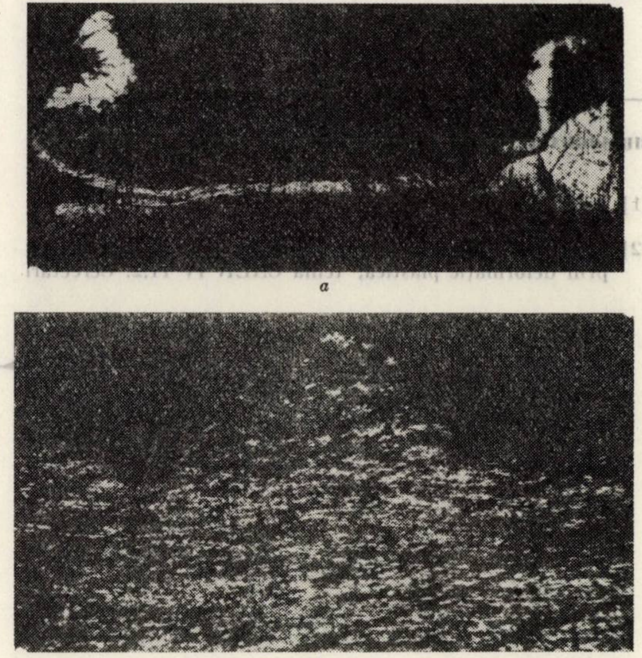


Fig. 5. Aspectul macrostructural al unei îmbinări dintre: a. folia de aluminiu oxidată şi folia de aluminiu conexiune; b. folia de aluminiu oxidată şi sîrma de aluminiu.

Tabelul 4

Rezultatele încercării la durata de funcţionare de 625 de ore a condensatoarelor fabricate din elemente sudate prin presiune la rece ; t = 85°C, U_n = 25 V c.c.

Nr. crt.	Măsurători iniţiale				După 316 ore				După 625 ore			
	C [µ*F*]	tg [%]	I_f [µA]	*Z*	*C* [µ*F*]	tg [%]	I_f [µA]	*Z*	*C* [µ*F*]	tg [%]	I_f [µA]	*Z*
1	104	8	4	15,5	85	7	4	19	78	9	1,4	23,5
2	107	9	4	15	87	8	9	18,5	79,6	10	2,9	23
3	102,3	11	3	16,5	78	12	2	21	72,5	11	2,7	25,5
4	108	9	1,5	14,5	86	17	0,5	19,5	21,7	10	1,5	22,5
5	87,4	10	2	19	92	10	2	24	73	15	2,8	22
6	88	10	12	21	90	27	1,2	18,5	72,9	13	1,7	22,5
7	110	8	6	15	92	8	0,7	17,5	75	12	1	22
8	71	8	6	16	91	21	500	—	—	—	—	—
9	106	9	4	17	85,6	18	1,1	25	75	21	1,7	2,5
10	33,8	9	8	17,5	81,4	19	2	22	70	14,5	2,2	23,0
11	97,8	10	6	18,5	86	9	1,5	20,5	67,7	17,3	1,9	24,5
12	100	10	5	18	84	15	0,7	35,0	69	16	1,2	23,5
13	92	9	2	17,5	92	7	1,5	17,5	73,2	12	1,6	22
14	103,2	7	6	16	94	19	2	19	73	16,8	2,0	21,5
15	112	9	7	15	90	13	1,1	18	72,3	21,4	0,5	22
16	100	10	6	16,5	91	12	0,5	18	73,6	17,3	0,5	22
17	100	11	3	16	77	10	0,8	21	60	17,6	2,1	26,5
18	104	10	8	15,5	33	8	0,3	19,5	66	9	1,7	24,5
19	97,5	10	7	16,5	76,6	10	2,2	21	62	10,3	1,5	27,5
20	97,2	10	6	16,5	77	3	2	25	64	10	1,2	27,5

Tabelul 5

Rezultatele stocării la temperatură înaltă (85°C), timp de 100 de ore

Nr. crt.	Măsurători iniiţale			Măsurători finale		
	C [µF]	tg [%]	I_f [µA]	C [µF]	tg [%]	*I* [µA]
1	65,4	10,6	19	78,8	15,2	40
2	72,3	8,6	11	81,4	8,6	36
3	76,4	9,6	17	93	8,0	60
4	71	9,6	8,5	82,8	8,8	40
5	75	9	11	91,4	7,8	50

Tabelul 6

Regimurile tehnologice adecvate sudării prin presiune la rece a elementelor componente ale condensatoarelor electrolitice

Nr. crt.	Folie de Al oxidată		Folie de Al conexiune		Forţă de presare F_p [kgf]	Tipul poansonului
	grosime [mm]	lăţime [mm]	grosime [mm]	lăţime [mm]		
1	0,175	15	0,175	6,5	900	conform fig. nr. 1a
2	0,1	15	0,1	6,5	900	conform fig. nr. 1a
3	0,1	6	0,175	2,5	275	conform fig. nr. 1b
4	0,1	15	sîrmă de Al ∅0,2 mm		500	conform fig. nr. 1c

BIBLIOGRAFIE

[1] *Acad. Micloşi, C. şi colectiv* : Sudarea metalelor, Editura tehnică, Bucureşti 1965.

[2] *Both, D., Florea, L.* : Contribuţii privind sudarea la rece prin deformaţie plastică, tema CAER IV 11.2. Cercetări realizate la catedra ,,Utilajul şi tehnologia sudării'' de la Institutul politehnic ,,Traian Vuia'' Timişoara, 1970.

[3] *Antonescu, I., Boarna, Cl., Dobosan, V., Stoianovici, P.* : Sudarea prin presiune, Editura tehnică, Bucureşti, 1969.

◆

CZ: 621.791.555

Metode de distribuţie centralizată a acetilenei, oxigenului şi a amestecurilor de gaze

Ing. Nicolae **ANGHELEA**; ing. Cristian **MATRAGOCI** — Intreprinderea „Autobuzul" — Bucureşti

Se ştie că în ultimii ani, ca urmare a introducerii tehnicii noi în domeniul sudării, multe întreprinderi au fost dotate cu utilaje moderne de sudare semiautomată în mediu de gaz protector (CO_2 sau amestec de gaze), ajungînd chiar ca unele întreprinderi, printre care şi Întreprinderea „Autobuzul"—Bucureşti, să aibă organizate fluxuri de fabricaţie dotate cu zeci de asemenea aparate. Dar nu numai la sudarea în mediu de gaz protector se pune problema modului de alimentare a posturilor de sudare cu gazele necesare ci şi la sudarea oxiacetilenică. Dacă în condiţii de şantier, în aer liber, nu se poate lucra decît cu butelie individuală de oxigen şi cu generatorul de acetilenă portabil, altfel se pune problema într-o hală industrială, în care sînt de alimentat multe posturi de sudare, repartizate pe o mare suprafaţă de lucru. În condiţiile în care căile de acces din hale trebuie tot mai judicios folosite pentru transportul reperelor şi subansamblurilor între ateliere, transportul în cantităţi mari a tuburilor cu gaze pentru asigurarea locurilor de muncă este neeconomic, provoacă în multe cazuri perturbaţii şi chiar şi opriri nedorite ale procesului de producţie, precum şi accidente de muncă.

Soluţia care duce la eliminarea acestor neajunsuri constă în realizarea unor reţele pentru distribuţia gazelor la posturile de sudare Astfel, este necesar să se realizeze reţele de distribuţie pentru acetilenă, oxigen, bioxid de carbon sau amestec de Ar + CO_2, acestea trebuind să fie dimensionate corespunzător debitelor de gaze pe care să le asigure şi presiunilor de lucru necesare procesului de producţie. În figura 1 se prezintă schematic o reţea de distribuţie. Trebuie menţionat că oricare ar fi gazul pentru care este destinată o reţea de distribuţie, aceasta trebuie să fie realizată ţinînd sema de următoarele aspecte :

1. Pentru evitarea căderilor de presiune ce apar la capetele de coloană este necesar ca reţeaua să fie realizată sub forma unui circuit închis inelar, conductele principale cu diametrul cel mai mare fiind cele periferice. Pentru facilitarea lucrărilor de întreţinere sau de extindere reţelele secundare cît şi cele principale trebuie să fie prevăzute cu ventile de separaţie.

2. Conductele principale vor trebui să fie montate în pantă (circa 1 :100), pentru a se permite scurgerea condensului ce apare către separatoarele ce se vor monta la punctele de înălţime minimă ale reţelei.

3. Racordarea la reţea a conductelor de coborîre către punctele de legare a consumatorilor trebuie să se execute conform modului arătat în figura 2, aceasta pentru a nu permite condensului să ajungă la supapele de siguranţă, la reductoarele de presiune sau la debitmetre.

Acestea fiind condiţii de ordin general ce trebuie îndeplinite de toate reţelele de distribuţie, să trecem în continuare să analizăm problemele specifice gazelor luate în discuţie.

1. Distribuţia de acetilenă

Generatoarele mari utilizate pentru producerea de acetilenă nu reuşeau să asigure în reţeaua de distribuţie o presiune mai mare decît cea de ordinul a cîteva sute de mm H_2O. Dacă pentru suflaiurile de sudare precum şi pentru

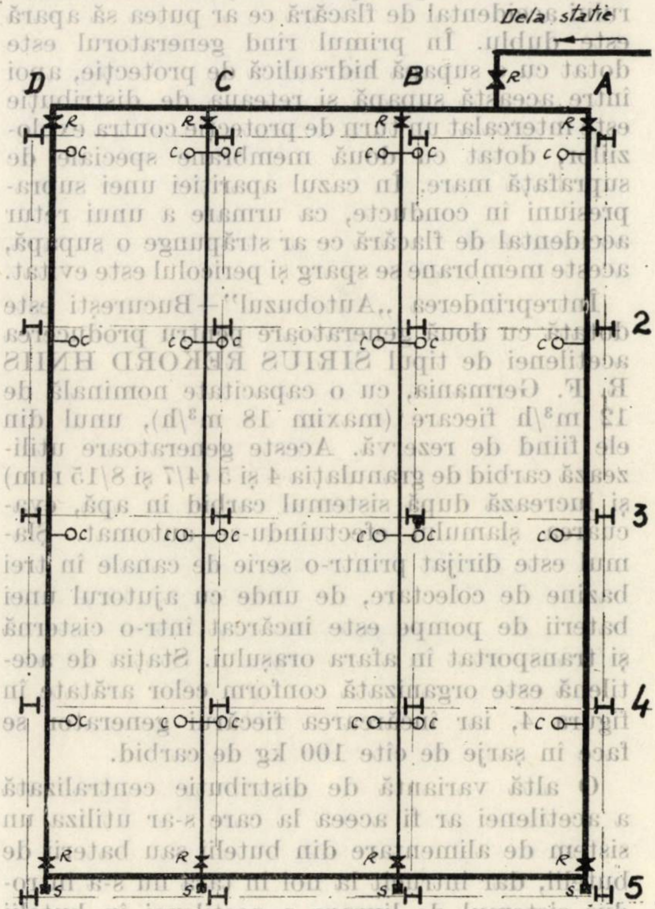


Fig. 1. Reţeaua distribuţiei de gaze
R — robinete secţionare; *S* — separatoare condensatoare; *c* — consumatori

debitări puţin precise aceasta era satisfăcătoare, în schimb pentru utilizarea la maşinile de debitat perfecţionate cu care au fost dotate multe întreprinderi este total nesatisfăcătoare.

Utilizînd o presiune a acetilenei cuprinsă între 3 000 şi 5 000 mm col H_2O, se pot obţine piese prin debitare la o maşină modernă, cu copiere optică automată după desen, care să nu mai necesite nici o prelucrare ulterioară. Dar avantajele unei presiuni ridicate a acetilenei nu rezultă numai din acest aspect. Astfel, maşinile şi greoaiele supape hidraulice de siguranţă, pentru care se consumă multe kilograme de metal, sînt înlocuite cu supape de siguranţă mecanice uscate, cum ar fi cea prezentată în figura 3, care au dimensiuni reduse şi cîntăresc cîteva sute de grame.

Generatoarele de producere a acetilenei, care trebuie să realizeze presiunea de 0,3–0,5 atm în reţeaua de distribuţie, au o funcţionare automată, singura operaţie ce trebuie realizată de operator fiind încărcarea carbidului. Presiunea limită permisă pentru generator este de 1 kgf/cm², fiind asigurată protecţia pentru suprapresiuni. Deocamdată aceste utilaje se importă, dar în curînd se vor produce şi în ţară.

Sistemul de protejare a reţelei contra returului accidental de flacără ce ar putea să apară este dublu. În primul rînd generatorul este dotat cu o supapă hidraulică de protecţie, apoi între această supapă şi reţeaua de distribuţie este intercalat un turn de protecţie contra exploziilor, dotat cu două membrane speciale de suprafaţă mare. În cazul apariţiei unei suprapresiuni în conducte, ca urmare a unui retur accidental de flacără ce ar străpunge o supapă, aceste membrane se sparg şi pericolul este evitat.

Întreprinderea ,,Autobuzul"–Bucureşti este dotată cu două generatoare pentru producerea acetilenei de tipul SIRIUS REKORD HNIIS R. F. Germania, cu o capacitate nominală de 12 m³/h fiecare (maxim 18 m³/h), unul din ele fiind de rezervă. Aceste generatoare utilizează carbid de granulaţia 4 şi 5 (4/7 şi 8/15 mm) şi lucrează după sistemul carbid în apă, evacuarea şlamului efectuîndu-se automat. Şlamul este dirijat printr-o serie de canale în trei bazine de colectare, de unde cu ajutorul unei baterii de pompe este încărcat într-o cisternă şi transportat în afara oraşului. Staţia de acetilenă este organizată conform celor arătate în figura 4, iar încărcarea fiecărui generator se face în şarje de cîte 100 kg de carbid.

O altă variantă de distribuţie centralizată a acetilenei ar fi aceea la care s-ar utiliza un sistem de alimentare din butelii sau baterii de butelii, dar întrucît la noi în ţară nu s-a introdus sistemul de livrare a acetilenei în butelii nu consider necesar să ne ocupăm de acest sistem.

2. Distribuţia de oxigen

Pentru alimentarea centralizată a reţelelor de distribuţie a oxigenului există trei variante şi anume:

1. Distribuţia centralizată din tuburi individuale de oxigen.
2. Distribuţia centralizată din baterii de tuburi de oxigen.
3. Distribuţia centralizată din rezervoare de oxigen lichid.

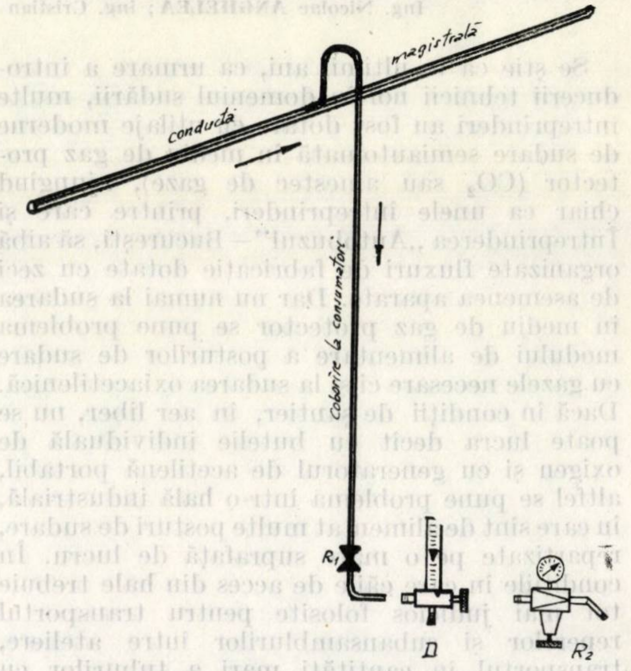


Fig. 2. Racordarea conducte-consumatori
R_1–robinet; R_2–reductor presiune; D–debitmetru

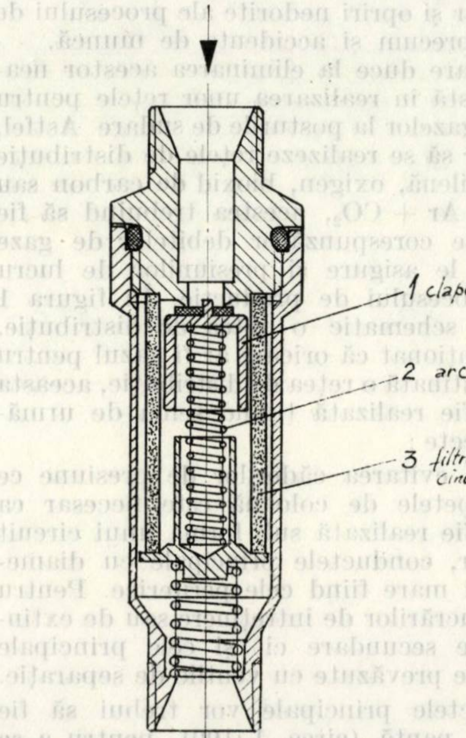


Fig. 3. Supapa de siguranţă tip Arax–Savvageau pentru acetilenă (scara 2:1);

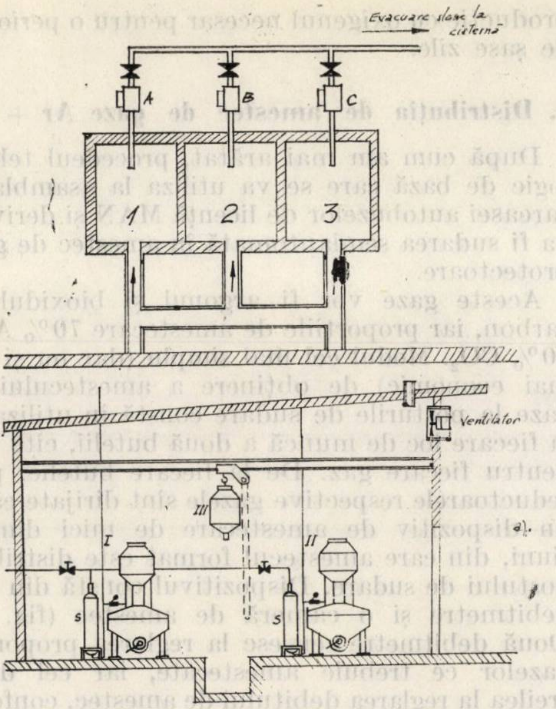


Fig. 4. a Staţia de producere a acetilenei I, II-generatoare; III—buncăr; S—supapă hidraulică.

Fig. 4. b Staţia de colectare şlam 1,2 şi 3—bazine de colectare şlam; *A*, *B* şi *C*—pompe.

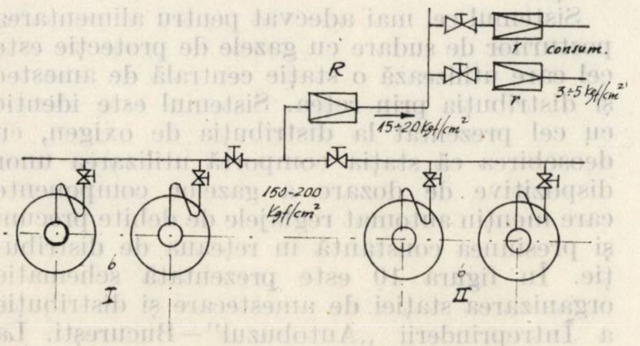


Fig. 5. Staţia de distribuţie a oxigenului R_1 şi R_2 — reductoare de presiune staţie; *B* — butelii; I şi II—rampe colectoare

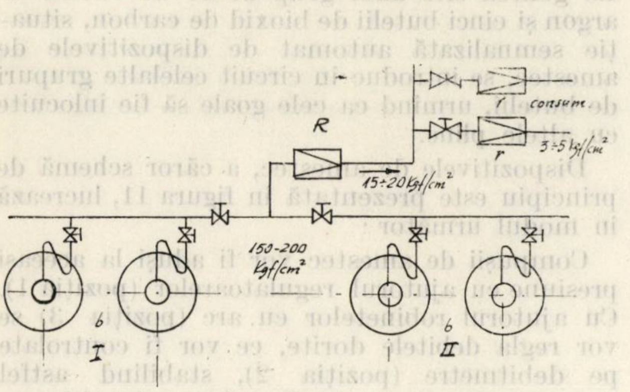


Fig. 6. Staţie de distribuţie a oxigenului
***R*—reductor de presiune staţie; *r* — reductor de presiune consumator *b*—butelii; I, II—rampe colectoare**

În primul caz staţia de distribuţie (fig. 5) lucrează cu tuburi individuale care se racordează fiecare în parte la conductele colectoare de înaltă presiune. Din acestea gazul este dirijat prin reductoarele de presiune în reţeaua de distribuţie din secţie. Presiunea din reţea poate fi reglată la valorile necesare specificului lucrărilor ce se execută (sudare, debitare etc). Cele mai uzuale valori sînt cuprinse între 3 şi 5 kgf/cm². În acest caz, consumatorii se pot lega la reţea doar prin intermediul unor debitmetre, nemaifiind necesare reductoarele de presiune.

Un alt sistem de lucru ar fi cel prezentat în figura 6. În acest caz presiunea din reţea este mai mare, de 15—20 atm, şi fiecare consumator trebuie să se racordeze prin intermediul unui reductor de presiune.

Aceste sisteme de lucru cu butelii individuale nu sînt practice pentru deservirea unor secţii cu consum mare de oxigen, din cauză că trebuie manipulat un număr mare de tuburi şi apar totodată şi probleme de aprovizionare. Astfel, se poate întîmpla ca o fabrică de oxigen, deşi are capacitate mare de producţie, să nu poată satisface ritmic beneficiarii din cauza timpului ce se pierde cu conectarea fiecărei butelii în parte pentru umplere. Sistemul de lucru care poate să înlăture aceste neajunsuri este acela care utilizează bateriile de butelii.

O baterie de butelie poate conţine 12 pînă la 20 de butelii, montate pe un cadru metalic şi interconectate printr-un sistem de conducte. Acest sistem este echivalent cu un recipient care are o capacitate egală cu suma buteliilor montate şi are marele avantaj că se utilizează un singur robinet atît pentru umplere cît şi pentru racordare la staţia de distribuţie (fig. 7). Operaţiile de încărcare — descărcare a bateriilor de butelii de pe mijloacele de transport se pretează a fi executate mecanizat.

Dar modul de lucru cel mai comod şi cel mai modern totodată este cel în care se utilizează la staţia de distribuţie stocarea oxigenului în stare lichidă în recipiente termostatate de construcţia specială. În aceste recipiente oxigenul este menţinut în stare lichidă la o temperatură de circa — 180°C şi la o presiune de circa 16 atm.

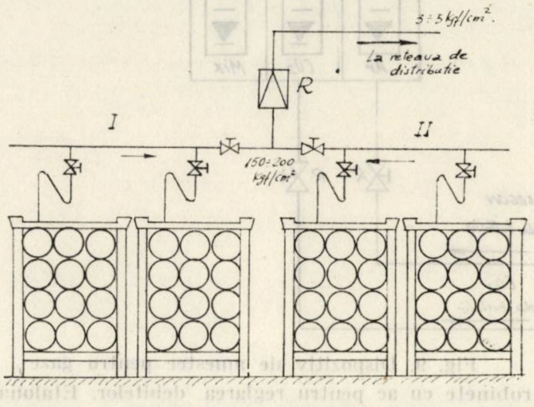


Fig. 7. Staţie de distribuţie cu utilizarea bateriilor de butelii

Pentru a ajunge la rețeaua de distribuție în stare gazoasă oxigenul este condus printr-o instalație de evaporare în care se încălzește la temperatura mediului ambiant și trece din starea lichidă în stare gazoasă (fig. 8). Aprovizionarea cu oxigen lichid este asigurată de autocisternele speciale cu care au fost dotate fabricile producătoare de oxigen lichid.

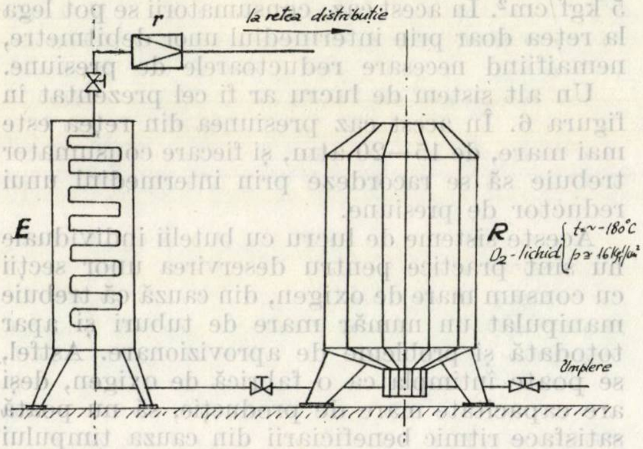


Fig. 8. Stație de distribuție a oxigenului (stocare în stare lichidă)
R—recipient termostatat pentru oxigen lichid; E—evaporator; r—reductor de presiune.

Printre beneficiarii acestui sistem se află și Întreprinderea „Autobuzul"; astfel, pînă la sfîrșitul anului se va da în exploatare o stație de distribuție a oxigenului stocat în stare lichidă, într-un recipient cu o capacitate de 4000 l. Această cantitate va asigura procesul de producție cu oxigenul necesar pentru o perioadă de șase zile.

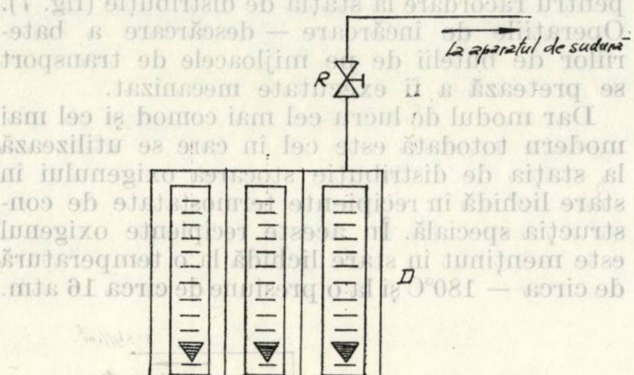


Fig. 9. Dispozitiv de amestec pentru gaze
R—robinete cu ac pentru reglarea debitelor. Etalonare debitmetre: 0—30 l/min.

3. Distribuția de amestec de gaze $Ar + CO_2$

După cum am mai arătat, procedeul tehnologic de bază care se va utiliza la asamblarea carcasei autobuzelor de licență MAN și derivate va fi sudarea semiautomată în amestec de gaze protectoare.

Aceste gaze vor fi argonul și bioxidul de carbon, iar proporțiile de amestecare 70% Ar+30% CO_2. Modul cel mai simplu (dar nu și cel mai economic) de obținere a amestecului de gaze la posturile de sudare constă în utilizarea la fiecare loc de muncă a două butelii, cîte una pentru fiecare gaz. De la fiecare butelie, prin reductoarele respective gazele sînt dirijate către un dispozitiv de amestecare de mici dimensiuni, din care amestecul format este distribuit postului de sudare. Dispozitivul constă din trei debitmetre și o cameră de amestec (fig. 9). Două debitmetre servesc la reglarea proporției gazelor ce trebuie amestecate, iar cel de-al treilea la reglarea debitului de amestec, conform necesităților procesului de sudare. Acest mod de lucru comportă manipularea unui număr mare de butelii, ceea ce necesită spațiu și în cazul unei densități mari a posturilor de sudare pot deranja desfășurarea procesului de producție.

Sistemul cel mai adecvat pentru alimentarea posturilor de sudare cu gazele de protecție este cel care utilizează o stație centrală de amestec și distribuția prin rețea. Sistemul este identic cu cel prezentat la distribuția de oxigen, cu deosebirea că stația comportă utilizarea unor dispozitive de dozare a gazelor componente care mențin automat reglajele de debite precum și presiunea constantă în rețeaua de distribuție. În figura 10 este prezentată schematic organizarea stației de amestecare și distribuție a Întreprinderii „Autobuzul"—București. La stație se racordează grupuri de 2 × 25 de butelii cu argon și 2 × 5 butelii cu bioxid de carbon. La golirea cîte unui grup de 25 de butelii de argon și cinci butelii de bioxid de carbon, situație semnalizată automat de dispozitivele de amestec, se introduc în circuit celelalte grupuri de butelii, urmînd ca cele goale să fie înlocuite cu altele pline.

Dispozitivele de amestec, a căror schemă de principiu este prezentată în figura 11, lucrează în modul următor:

Compușii de amestec vor fi aduși la aceeași presiune cu ajutorul regulatoarelor (poziția 1). Cu ajutorul robinetelor cu arc (poziția 3) se vor regla debitele dorite, ce vor fi controlate pe debitmetre (poziția 2), stabilind astfel raportul de amestec. Regulatoarele diferențiale de presiune (poziția 4) mențin constant debitul de gaz în cazul variației presiunii pe reţea. Pentru a se evita întoarcerea unui component pe coloana celuilalt, după regulatoare (poziţia 4) se montează supapele de blocaj (poziţia 6) care protejează debitmetrele împotriva şocurilor de presiune din coloană. În continuare, componentele sînt amestecate în camera de amestec (poziţia 7) şi trec prin ventilul magnetic (poziţia 8) în rezervorul tampon (poziţia 9). Cu regulatorul de presiune (poziţia 10) se va menţine constantă presiunea dorită în conducta de distribuţie. Caracteristicile instalaţiei de amestecare cu care este dotată întreprinderea noastră sînt următoarele :

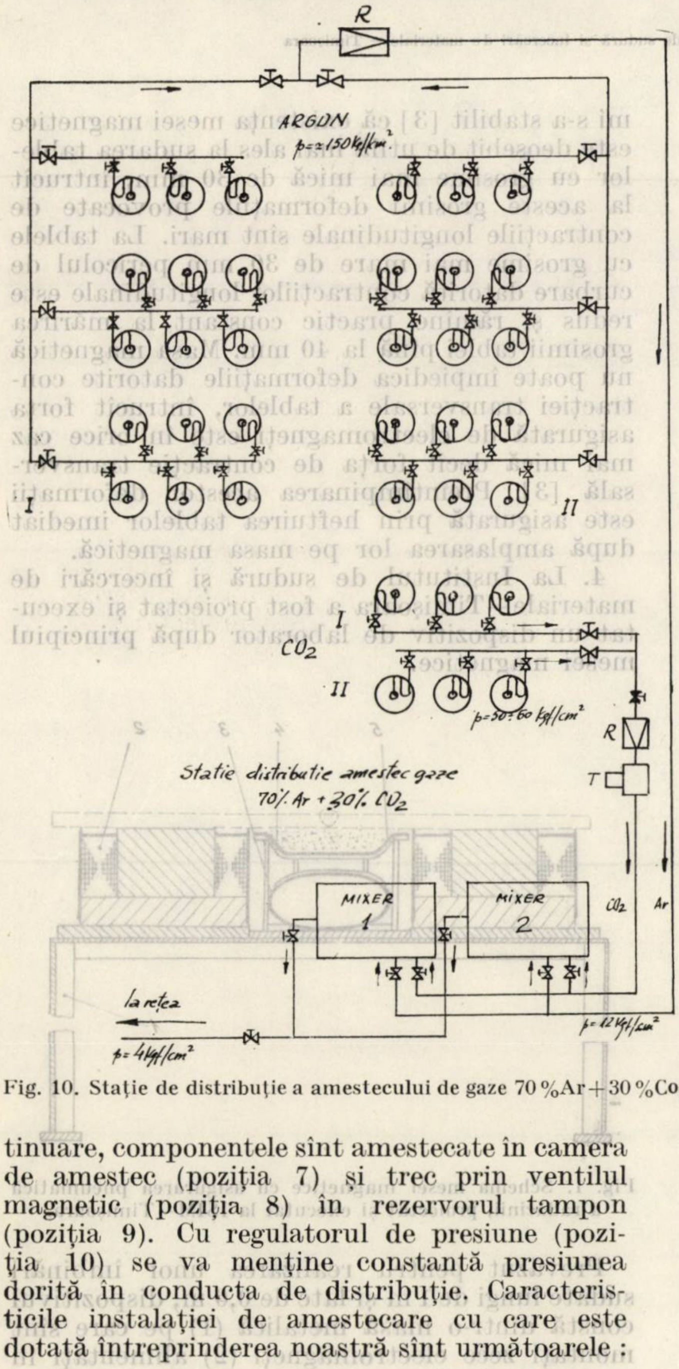


Fig. 10. Staţie de distribuţie a amestecului de gaze 70 %Ar + 30 %CO_2

Tipul : GM 30/2 — A
— 2 bucăţi : debit nominal :
40 m³/h amestec
Messer Griesheim — R. F. Germania.

— presiunea de intrare a gazelor : minim 12 kgf/cm², maxim 20 kgf/cm²
— presiunea de ieşire de amestec : maxim 8,5 kgf/cm², reglabilă fără trepte
— presiunea de lucru în reţeaua de distribuţie : 4 kgf/cm² ;
— posibilităţile de amestecare : 3—44 % CO_2 ; restul argon ;
— amestecul de lucru : 30 % CO2 — 70 % Ar ;
— precizia ±1 % la reglajul după debitmetre ;
— alimentarea cu energie : 220 V/50 Hz 6 6A.

Funcţionarea este automată, cu avertizare optică sau sonoră în cazul cînd presiunea unuia din gazele componente scade sub limita prescrisă. După nevoie, în funcţie de consum, se pot conecta în circuit ambele instalaţii de amestecare.

Consumatorii, respectiv posturile de sudare, se racordează la reţeaua de distribuţie prin intermediul unor debitmetre de mică capacitate, cu posibilităţi de reglare între 5 şi 20 l/min.

După cum rezultă din cele arătate mai sus sistemul de lucru al acestei staţii de distribuţie este cel cu tuburi individuale pentru argon şi bioxid de carbon.

Avînd în vedere numărul mare de tuburi ce trebuie manevrate se poate introduce fără dificultate sistemul de lucru cu baterii de butelii, pentru fiecare gaz component în parte.

Dar ca şi în cazul oxigenului, cel mai modern sistem de distribuţie centralizată a amestecurilor de gaze este cel ce utilizează recipiente pentru stocarea gazelor în stare lichidă. Desigur că acest sistem este rentabil mai ales în cazul întreprinderilor cu pondere mare în construcţii sudate, care utilizează pe scară mare sudarea în mediu de gaz protector.

Întreprinderea ,,Autobuzul''Bucureşti are prevăzută pentru anul 1975 montarea în cadrul staţiei de distribuţie a gazelor de protecţie pentru sudură a unui sistem de stocare a bioxidului de carbon în stare lichidă şi vom urmări în continuare să aplicăm acest sistem şi pentru argon. Un progres în domeniul utilizării amestecurilor de gaze l-ar constitui realizarea în ţară a îmbutelierii directe a gazelor amestecate în proporţiile necesare.

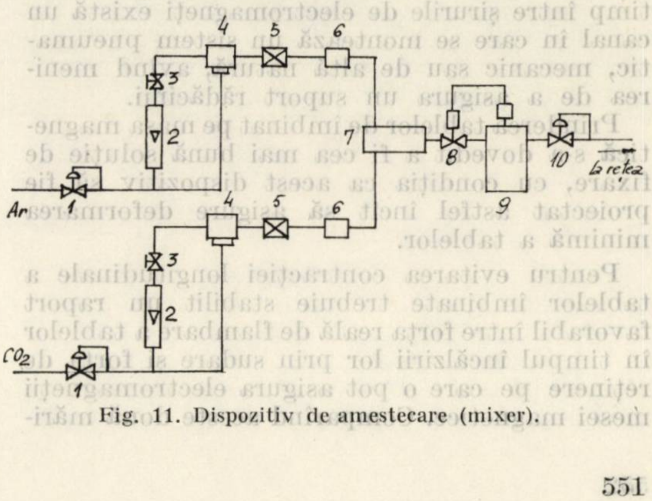


Fig. 11. Dispozitiv de amestecare (mixer).

CZ; 621.791.002.5

Dispozitiv pneumatic cu prindere electro-magnetică destinat sudării dintr-o singură parte a tablelor de oţel naval

Ing. Adrian COŞARIU; ing. Dumitru MIHNEA — Institutul de sudură şi încercări de materiale — Timişoara

1. Sudarea dintr-o singură parte a fost utilizată în prima fază la construcţia conductelor şi rezervoarelor. Ulterior acest procedeu s-a extins cu rapiditate, din anul 1956 fiind folosit la construcţia navelor, contribuind în acest fel la raţionalizarea operaţiilor de sudare a navelor gigant [1]. Problema fundamentală a sudării automate dintr-o singură parte este obţinerea unei rădăcini cu aspect neted şi uniform, care indică o topire a marginilor tablelor şi o pătrundere corespunzătoare [2]. O gamă largă de procedee de sudare pot fi adoptate pentru a realiza îmbinări de table dintr-o singură parte şi anume: sudarea sub flux, sudarea cu electrod fuzibil în mediu de gaz inert (MIG), sudarea cu electrod nefuzibil în mediu de gaz inert (WIG), sudarea în mediu de bioxid de carbon, sudarea în baie de zgură etc. Dintre toate aceste procedee, cea mai largă răspîndire la construcţia navelor o au sudarea sub strat de flux şi sudarea în mediu de bioxid de carbon.

2. Sudarea tablelor dintr-o singură parte este mult mai productivă dacă atelierele de sudare ale şantierelor navale sînt dotate cu dispozitive care permit o fixare bună a pieselor, un suport corespunzător pentru rădăcină şi o conducere corectă a capului de sudare. Problema ghidării capului de sudare de-a lungul rostului pare a fi rezolvată prin folosirea fie a căilor de rulare pentru căruciorul de sudat, fie a rulării căruciorului direct pe tablele de îmbinat, ghidarea fiind asigurată de o pereche de role care „palpează" restul. Primele două condiţii sînt foarte bine realizate de dispozitivul numit „masă-magnetică", care foloseşte la prinderea electromagnetică a tablelor cu ajutorul unor electromagneţi plasaţi la o distanţă convenabilă de o parte şi de alta a rostului. În acelaşi timp între şirurile de electromagneţi există un canal în care se montează un sistem pneumatic, mecanic sau de altă natură, avînd menirea de a asigura un suport rădăcinii.

Prinderea tablelor de îmbinat pe masa magnetică s-a dovedit a fi cea mai bună soluţie de fixare, cu condiţia ca acest dispozitiv să fie proiectat astfel încît să asigure deformarea minimă a tablelor.

Pentru evitarea contracţiei longitudinale a tablelor îmbinate trebuie stabilit un raport favorabil între forţa reală de flambare a tablelor în timpul încălzirii lor prin sudare şi forţa de reţinere pe care o pot asigura electromagneţii mesei magnetice. Comparînd aceste două mărimi s-a stabilit [3] că existenţa mesei magnetice este deosebit de utilă mai ales la sudarea tablelor cu grosime mai mică de 30 mm, întrucît la aceste grosimi deformaţiile provocate de contracţiile longitudinale sînt mari. La tablele cu grosime mai mare de 30 mm pericolul de curbare datorită contracţiilor longitudinale este redus şi rămîne practic constant la mărirea grosimii tablei pînă la 40 mm. Masa magnetică nu poate împiedica deformaţiile datorite contracţiei transversale a tablelor, întrucît forţa asigurată de electromagneţi este în orice caz mai mică decît forţa de contracţie transversală [3]. Preîntîmpinarea acestor deformaţii este asigurată prin heftuirea tablelor imediat după amplasarea lor pe masa magnetică.

4. La Institutul de sudură şi încercări de materiale—Timişoara a fost proiectat şi executat un dispozitiv de laborator după principiul mesei magnetice.

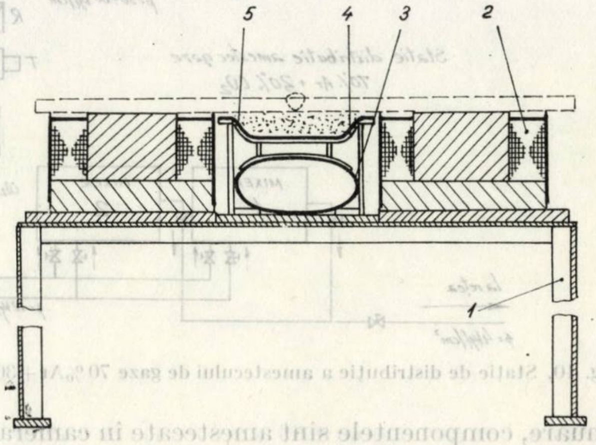


Fig. 1. Schema mesei magnetice cu asigurarea pneumatică a rădăcinii, proiectat şi executat la ISIM—Timişoara.

Prevăzut pentru realizarea unor îmbinări sudate lungi de 1 m şi late de 0,6 m, dispozitivul constă dintr-o masă metalică (1) pe care sînt montaţi zece electromagneţi (2) alimentaţi în paralel la 24 V cc., prin fiecare electromagnet trecînd un curent de 2A. Forţa de atragere a unui electromagnet este de aproximativ 150—200 daN, fiind funcţie de grosimea tablei de sudat (mai mare la table mai groase). În felul acesta la tablele subţiri (pînă la 8 mm) forţa de atragere a electromagneţilor este suficient de mare pentru a prelua mici ondulaţii ale tablelor. Cele două şiruri de electromagneţi pot fi conectate fiecare separat, pentru a ușura operația de potrivire a tablelor.

Pentru apăsarea pernei de flux în scopul susținerii rădăcinii s-a adoptat o acționare pneumatică. Elementul flexibil îl constituie un furtun din cauciuc pînzat (3) cu diametrul interior de 75 mm STAS 263–71, folosit uzual la echipamentul de stingere a incendiilor. Pentru protecția furtunului și uniformizarea apăsării, între furtun și perna de flux s-a intercalat un jgheab (4) din tablă subțire în construcție sudată și o piuză de azbest (5).

Presiunea de lucru a fost asigurată de un electrocompresor tip ECV executat la Intreprinderea ,,Timpuri Noi'' din București, iar valoarea presiunii aerului în furtun nu a depășit valoarea de 1,5 atm.

Operațiile de așezare și poziționare a tablelor de sudat, de fixare a lor și de susținere a rădăcinii s-au putut efectua ușor, rapid și eficace.

Sînt de remarcat două lucruri în plus și anume, existența pe de o parte a ansamblului masă de heftuire – masă magnetică pentru asigurarea fluxului tehnologic și pe de altă parte existența sistemului de role de ghidare în vederea ușurării transportării tablelor de la un post de lucru la altul. Bascularea rolelor de ghidare este asigurată de niște cilindri acționați tot pneumatic.

5. În condițiile în care în țara noastră, alături de celelalte ramuri industriale, și construcțiile navale au cunoscut și vor cunoaște o dezvoltare spectaculoasă, problema dotării șantierelor navale cu echipamente și dispozitive menite să mărească productivitatea muncii are o importanță deosebită. Această lucrare a avut ca scop să prezinte doar unele aspecte privind sudarea tablelor dintr-o singură parte și să arate începuturile care s-au făcut în această direcție la ISIM–Timișoara.

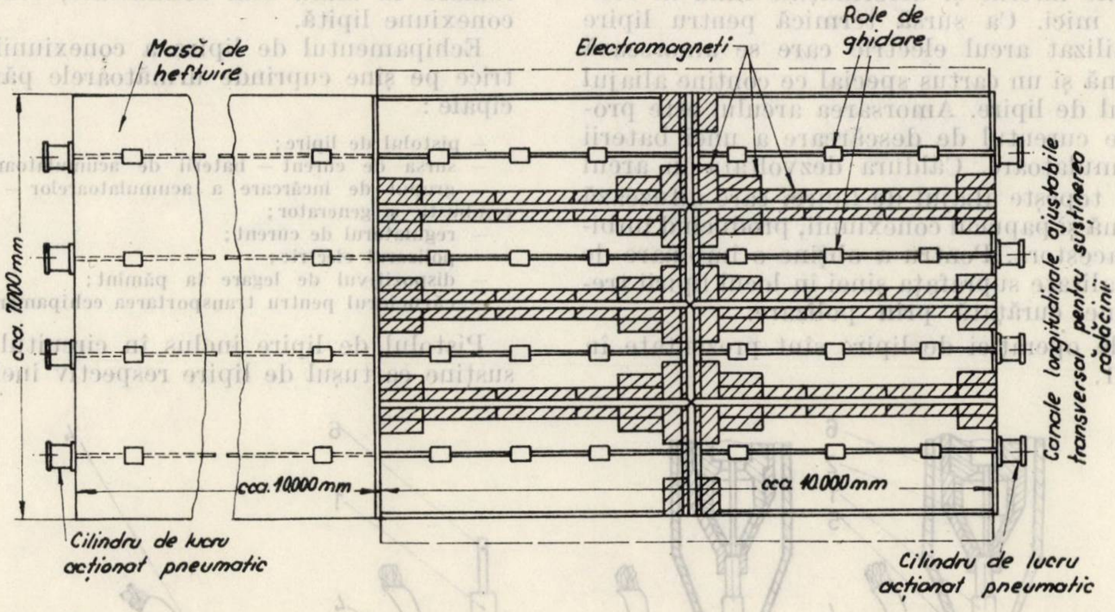

Masă de heftuire
Electromagneți
Role de ghidare
cca. 2000 mm
Canale longitudinale ajustabile transversal pentru susținerea rădăcinii
cca. 10000 mm
cca. 10000 mm
Cilindru de lucru acționat pneumatic
Cilindru de lucru acționat pneumatic

Fig. 2. Schița mesei magnetice utilizate la șantierele navale Kornenburg, Co. Ltd. Viena.

Au fost făcute experimentări cu table din oțel naval calitate NI STAS 8326–69, cu grosimi de 8 și 10 mm. Rezultatele obținute au fost satisfăcătoare.

4. Aplicarea meselor magnetice ca dispozitivul de poziționare și fixare, împreună cu sistemul de apăsare penumatic a pernei de flux pentru susținerea rădăcinii nu constituie o noutate. În figura 2 este prezentată schița unei astfel de mese magnetice utilizate la șantierele navale Kornenburg Co.Ltd. din Viena [3].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Terai, K., Arikawa, M.* Recent developments in one side automatic welding. The Sanpo Inc. Tokyo 1969.

[2] *Kawai, H., Kawasaki, M., Mitani, M.* : One side automatic welding in shipbuilding. Doc. IIW–XII–268–65.

[3] *Kenderesi, I.* : Submerged arc butt welding from one side only in ship and tank construction. In : BRITISH WELDING JOURNAL 1967, nr. 9.

[4] *** Communiqué technique : Soudage des tôles par un seul côté en construction navale. In : Soudage et techniques connéxes, 1964, nr. 11/12.

4. *Aplicații*

CZ ; 621.791 ;621.3.06 ;625.143

Lipirea conexiunilor electrice pe șinele de cale ferată

Ing. Petru **ILEA** ; ing. Ladislau **FARKAȘ** – Institutul de sudură și încercări de materiale – Timișoara

Pentru asigurarea continuității conducției electrice prin șinele de cale ferată, joantele izolate trebuie șuntate cu conexiuni de cupru. În acest scop este avantajos ca papucii de cablu ai acestor conexiuni să se fixeze de suprafața laterală a capului sau tălpii șinei, printr-un procedeu de lipire, eliminînd astfel operațiile de găurire respectiv fixare, anevoioase, caracteristice procedeului utilizat actualmente în țară. În cazul lipirii încălzirea metalelor este relativ mică, ceea ce face ca în metalul de bază să apară o zonă influențată termic îngustă, tensiunile interne și deformațiile fiind în consecință mici. Ca sursă termică pentru lipire este utilizat arcul electric care se amorsează între șină și un cartuș special ce conține aliajul și fluxul de lipire. Amorsarea arcului este produsă de curentul de descărcare a unei baterii de acumulatoare. Căldura dezvoltată în arcul electric topește aliajul de lipire, care difuzează între șină și papucul conexiunii, producînd îmbinarea acestora. Pentru a obține o îmbinare de bună calitate suprafața șinei în locul lipirii trebuie bine curățată prin polizare.

Fazele operației de lipire sînt prezentate în figura 1.

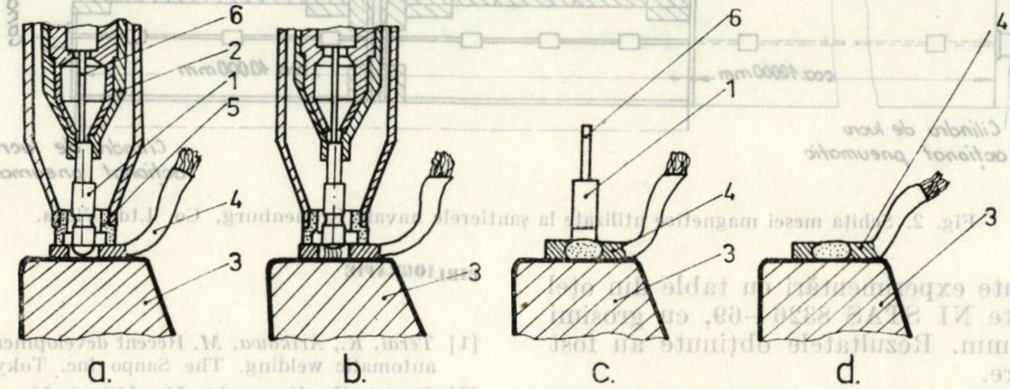


Fig. 1 Fazele operației de lipire a conexiunilor electrice pe șina de cale ferată.

a. Cartușul de lipire (1), după fixarea lui în dispozitivul de prindere (2) al unui pistol de construcție specială se apasă pe suprafața șinei (3) prin orificiul papucului conexiunii (4) și a inelului ceramic (5).

b. Prin conectarea curentului, sub acțiunea unui electromagnet, cartușul este îndepărtat la o distanță de 2 – 3 mm de șină, amorsîndu-se astfel un arc electric ; sub acțiunea acestuia are loc topirea capsulei cartușului și încălzirea suprafeței șinei la temperatura de lipire.

c. După aproximativ două secunde de la amorsarea arcului, sîrma calibrată (6) se topește, întrerupînd circuitul electric ; bobina electromagnetului, acționînd ca un resort, presează cartușul pe suprafața șinei. Prin difuzia aliajului de lipit sub acțiunea forțelor capilare precum și prin umplerea golului papucului cu aliaj de lipit se formează îmbinarea dintre conexiunea de cupru și șină.

d. Se îndepărtează partea cartușului de lipire rămasă în afara băii solidificate, rezultînd o conexiune lipită.

Echipamentul de lipire a conexiunilor electrice pe șine cuprinde următoarele părți principale :

- pistolul de lipire ;
- sursa de curent – baterii de acumulatoare ;
- grupul de încărcare a acumulatoarelor – motor cu combustie și generator ;
- regulatorul de curent ;
- polizorul electric ;
- dispozitivul de legare la pămînt ;
- căruciorul pentru transportarea echipamentului.

Pistolul de lipire inclus în circuitul electric susține cartușul de lipire respectiv inelul ceramic de protecție, asigură îndepărtarea cartușului de șină pentru amorsarea arcului și dezvoltă forța necesară pentru presarea acestuia în vederea lipirii. Sursa de curent conține trei acumulatoare de plumb, de 12 V fiecare, conectate în serie, care au rolul de a înmagazina energia electrică necesară lipirii. Încărcarea acumulatoarelor în timpul lucrului pe teren se realizează cu un grup motor-generator, respectiv cu un redresor de la rețea, în atelier.

La sursa de curent se conectează regulatorul de curent, polizorul electric şi dispozitivul de legare la pămînt. Regulatorul de curent asigură, prin variaţia rezistenţei în circuitul de alimentare, menţinerea curentului la o valoare constantă (autoreglare) necesară procesului de lipire. Polizorul electric se foloseşte pentru curăţirea locului pe care se aplică conexiunea. Dispozitivul de legare la pămînt se conectează la polul negativ al bateriei de acumulatoare şi serveşte la închiderea circuitului electric prin şine pe care urmează a se lipi conexiunea.

La Institutul de sudură şi încercări de materiale există preocupări în vederea construirii unui astfel de echipament. În cadrul unui contract de cercetare încheiat cu Trustul de construcţii de căi ferate din Bucureşti s-a studiat în prealabil influenţa procesului de lipire asupra şinelor pe cale ferată şi apoi s-a întocmit documentaţia de execuţie pentru un astfe de echipament a cărui realizare este în curs

BIBLIOGRAFIE

[1] x x x Stiftlötaggregat VFRD—250 für Schienenverbinder, Prospect AGA—Suedia.

[2] x x x Anschlüsse und Verbindungsleitungen fur die Stiftlötung, Prospect AGA—Suedia.

* * *

CZ: 621.791;624.92/95; 624.953;621.642

Sudarea automată în mediu de bioxid de carbon a rezervoarelor de aer

Ing. Richard SCHULZ — Institutul de sudură şi încercări de materiale — Timişoara

1. Consideraţii generale

În domeniul tehnologiei de sudare se observă în ultimii ani pe scară mondială o orientare spre procedeele de sudare automate şi semiautomate, acestea înlocuind în limitele posibile sudarea manuală cu electrozi înveliţi. Aplicarea sudării automate în construcţia de rezervoare şi recipiente permite trecerea la o producţie eficientă de serie mare într-o linie tehnologică continuă de fabricaţie. În cazul rezervoarelor de aer de mici dimensiuni, cu grosimi de perete între 2 şi 8 mm şi diametre pînă la 600 mm, procedeul de sudare cel mai indicat este sudarea automată în mediu de bioxidul de carbon. Acest procedeu are avantajul că oferă posibilitatea utilizării instalaţiilor obişnuite de sudare semiautomată în bioxid de carbon, asigurînd cu ajutorul unor dispozitive conducerea automată a capului de sudare sau a piesei de sudat cu o viteză egală cu viteza de sudare. La construcţia rezervoarelor se pune problema îmbinării mantalei prin sudare pe generatoare şi a fundurilor prin sudare circulară. La Institutul de sudură şi încercări de materiale s-a determinat tehnologia de sudare automată în mediu de bioxid de carbon a acestor îmbinări pentru rezervoare cu grosimi de perete între 2,4 şi 6 mm.

2. Sudarea automată în mediu de bioxid de carbon a rezervoarelor cu grosimi de perete de 4 mm

A fost stabilită tehnologia de sudare automată cu acest procedeu a îmbinărilor pentru un rezervor de aer de 120 l prezentat în figura 1. Încercările au cuprins sudarea pe generatoare şi circular a unor virole cu dimensiunile de 386 × × 200 × 4 mm din tablă de oţel KI STAS 2883/3—70. Materialele de adaos au fost sîrma pentru sudare în mediu de bioxid de carbon de tip S11 + 125 STAS 1126 — 71, cu diametrul de 1,6 mm, iar bioxidul de carbon a avut puritatea de 99,7%.

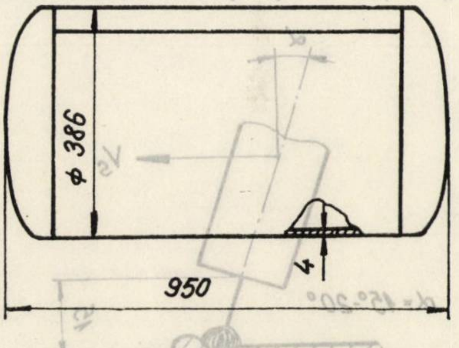


Fig. 1. Rezervor de aer de 120 l.

2.1. Sudarea automată în mediu de bioxid de carbon pe generatoare

Montajul folosit la sudarea virolelor pe generatoare este prezentat în figura 2. În vederea sudării automate, capul de sudare a unei instalaţii semiautomate de sudat în bioxid de carbon s-a montat pe un cărucior acţionat electric, cu posibilitatea de variere continuă a vitezei de înaintare. Îmbinarea s-a realizat prin sudare dintr-o singură parte, cu susţinerea rădăcinii pe o şină de cupru. Pentru formarea rădăcinii şina de cupru a avut un canal cu dimensiunile conform figurii 3. Sudarea s-a realizat de la stînga la dreapta, capul de sudare avînd o înclinare opusă direcţiei de sudare (fig. 4).

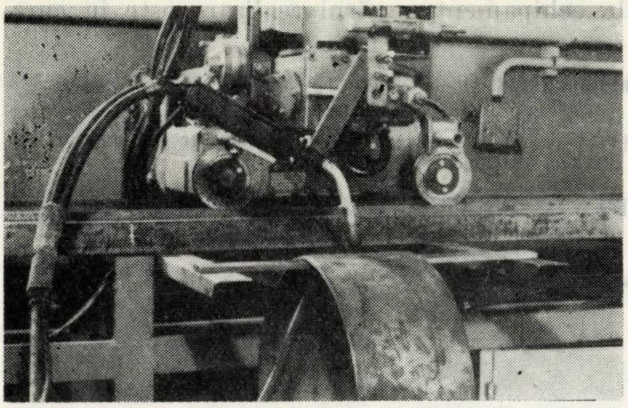


Fig. 2. Montajul folosit la sudarea automată în bioxid de carbon pe generatoare

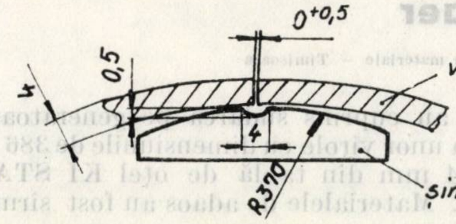


Fig. 3. Şina de cupru pentru susţinerea rădăcinii.

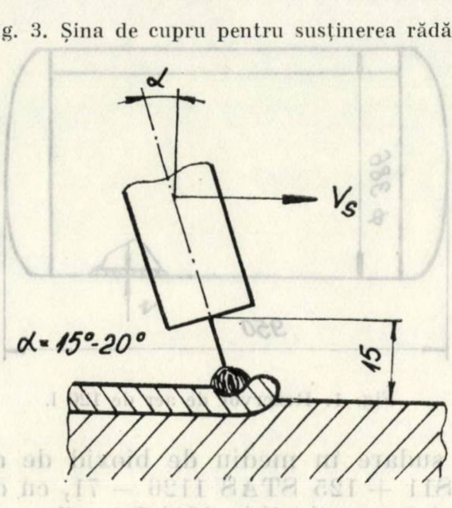


Fig. 4. Poziţia capului de sudare.

Parametrii regimului de sudare stabiliţi experimental sînt prezentaţi în tabelul 1.

Referitor la realizarea acestor îmbinări se menţionează :

— la asamblarea mantalei rezervorului denivelarea pe generatoare nu trebuie să depăşească 10% din grosimea tablei ;

— în timpul sudării trebuie asigurată apăsarea virolei pe şina de cupru, pentru a evita scurgeri de material la rădăcină ;

— sudarea se începe şi se termină pe plăcuţe ataşate la capetele virolei, pentru evitarea apariţiei defectelor în aceste zone.

Grosimea tablei [mm]	Nr de straturi	Pregătirea marginilor	Deschiderea rostului [mm]	Calitatea sîrmei de adaos	Diametrul sîrmei [mm]	Curentul de sudare [A]	Tensiunea arcului [V]	Viteza de avans a sîrmei [m/min]	Viteza de sudare [m/min]	Debit CO_2 [l/min]
4	1	I	0.-0,5	S11 M2S STAS 1126-66	1,6	230-240	25-26	4	0,45	15

Tabelul 1. Parametrii regimului de sudare automat în CO_2 pe generatoare

În figura 5 este prezentată macrostructura unei îmbinări realizate după tehnologia stabilită.

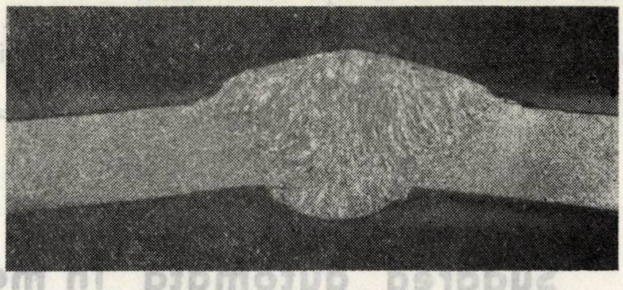


Fig. 5. Macrostructura unei îmbinări pe generatoare.

Conform normelor privind execuţia rezervoarelor de aer verificarea calităţii cordoanelor sudurii longitudinale cuprinde .

— controlul cu raze X pe toată lungimea cordonului (calitatea sudurii clasa a III-a conform normei ISCIR (C20—70) ;

— încercări mecanice de tracţiune şi îndoire din plăcile de control.

Rezultatele bune obţinute la aceste încercări atestă calitatea corespunzătoare a îmbinărilor sudate.

2.2. *Sudarea automată în mediu de bioxid de carbon pe circulară*

Montajul folosit la sudare este prezentat în figura 6.

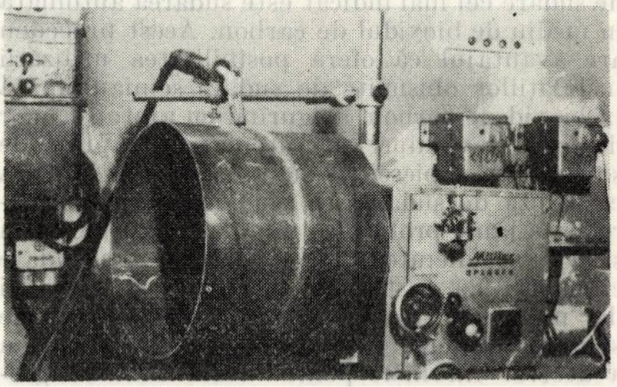


Fig. 6. Montajul folosit la sudarea automată pe circulară.

Îmbinarea s-a realizat prin sudare dintr-o singură parte fără suport la rădăcină. Marginile au fost asamblate în *I*, cu deschiderea rostului de 1 mm şi această valoare sub 1,2 mm trebuie menţionată deoarece în caz contrar apar străpungeri. Poziţia capului de sudare pe circum ferința virolei are o influență importantă asupra formării cordonului. În urma încercărilor experimentale s-a stabilit poziția optimă prezentată în figura 7.

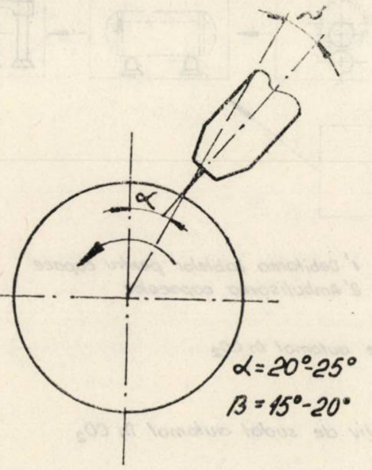


Fig. 7. Poziția capului de sudare.

Parametrii regimului de sudare automată în mediu de bioxid de carbon pe circulară sînt prezentați în tabelul 2.

Grosimea tablei [mm]	Nr de straturi	Pregătirea marginilor	Deschiderea rostului [mm]	Calitatea sîrmei de adaos	Diametrul sîrmei [mm]	Curentul de sudare [A]	Tensiunea arcului [V]	Viteza de avans a sîrmei [m/min]	Viteza de sudare [m/min]	Debit CO_2 [l/min]
4	1	I	1	S11M2S STAS 1126-66	1,6	220-230	26-27	0,35	0,4	15

Tabelul 2. Parametrii regimului de sudare automat în CO_2 circular

În figura 8 se prezintă macrostructura unei îmbinări realizate după tehnologia stabilită.

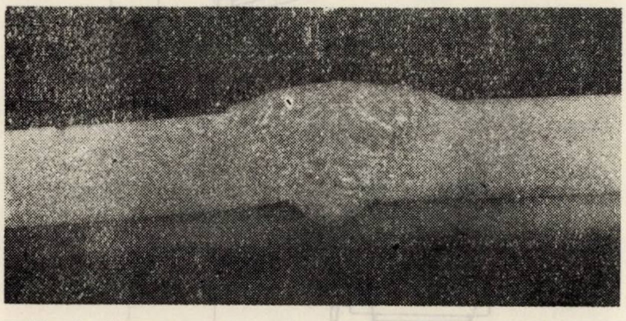


Fig. 8. Macrostructura unei îmbinări pe generatoare.

Referitor la aceste îmbinări se menționează :

— Asamblarea fundurilor la mantaua rezervorului se realizează prin prinderea provizorie în trei puncte dispuse la 120°.

— Rostul de 1+0,2 mm se asigură prin distanțoare dispuse lîngă punctele de prindere provizorie.

— Se admite o denivelare maximă de 1 mm măsurată exterior.

— Normele privind execuția rezervoarelor de aer admit o nepătrundere a sudurii dintre mantaua și fundul rezervorului de maximum 15% din grosimea mantalei. Studiul calității îmbinărilor a cuprins examinări de macrostructuri și încercări mecanice (tracțiune, îndoire) pe epruvete prelevate din virole sudate circular.

3. Calculul tehnico-economic

În scopul aplicării industriale a sudării automate în bioxid de carbon a rezervoarelor de aer, înlocuind sudarea manuală cu electrozi înveliți, s-a urmărit compararea din punct de vedere tehnico-economic a celor două procedee menționate. Pentru aceste variante cu formele îmbinărilor prezentate în figura 9 s-au calculat indicii tehnico-economici pe metrul liniar de cusătură.

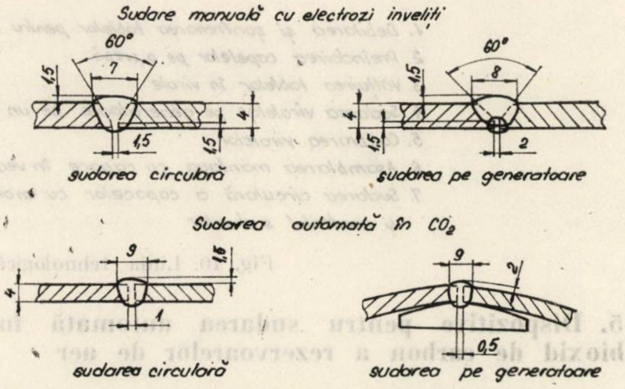


Fig. 9. Formele îmbinărilor.

Aceste calcule au condus la rezultate prezentate procentual după cum urmează :

— prețul materialelor de adaos (sîrmă, gaz) la sudarea automată în bioxid de carbon crește cu 35% față de prețul materialelor de adaos în varianta sudării manuale (datorită prețului mai mare al sîrmei de sudat în bioxid de carbon față de prețul electrozilor;

— consumul de energie electrică la acest procedeu reprezintă 34% din consumul de energie electrică în varianta sudării manuale;

— prețul manoperei reprezintă 37 % din prețul manoperei în varianta sudării manuale.

3.1. *Concluziile calculului tehnico-economic* :

Prin înlocuirea sudării manuale cu sudarea automată în mediu de bioxid de carbon se realizează o reducere a prețului de cost pe procedeu de 24,6% la o creștere a productivității de 4,5 ori.

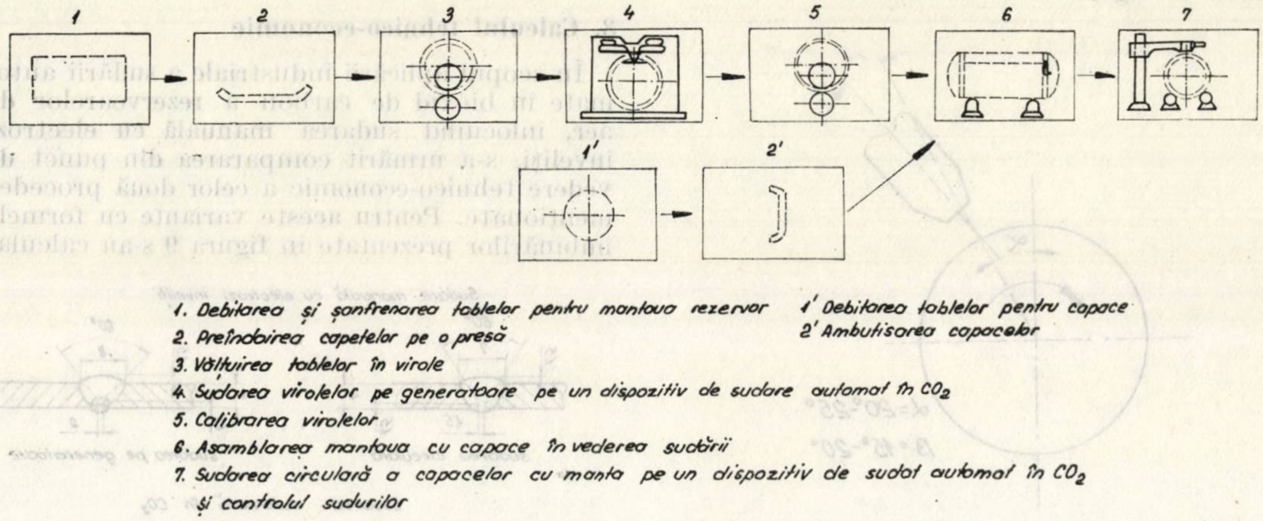
4. Schema de organizare a lucrărilor pentru sudarea mecanizată a rezervoarelor

În construcția rezervoarelor sudate timpul folosit pentru sudare în cazul automatizării procesului de sudare este sub 10% din timpul total de lucru necesar construcției rezervorului. De aceea, la producția de serie, pe lîngă introducerea sudării automate este necesară încadrarea întregului flux tehnologic într-o linie continuă de fabricație, reducînd la minimum timpul de transport și depozitare interoperații.

În figura 10 este prezentată o linie tehnologică de fabricaţie a rezervoarelor în varianta sudării automate.

Caracteristicile:

— diametrul rezervorului: 117...900 mm;
— lungimea maximă a rezervorului: 1000 mm;



1. Debitarea şi şanfrenarea tablelor pentru mantaua rezervor
2. Preîndoirea capetelor pe o presă
3. Vălţuirea tablelor în virole
4. Sudarea virolelor pe generatoare pe un dispozitiv de sudare automat în CO_2
5. Calibrarea virolelor
6. Asamblarea mantaua cu capace în vederea sudării
7. Sudarea circulară a capacelor cu manta pe un dispozitiv de sudat automat în CO_2 şi controlul sudurilor

1' Debitarea tablelor pentru capace
2' Ambutisarea capacelor

Fig. 10. Linia tehnologică de fabricaţie a rezervoarelor.

5. Dispozitive pentru sudarea automată în bioxid de carbon a rezervoarelor de aer

Pe linia tehnologică prezentată în figura 10 apare la poziţia 4 şi 7 dispozitivul de sudare automată pe generatoare, respectiv dispozitivul de sudare automată circular. În vederea aplicării cercetărilor privind sudarea automată în bioxid de carbon a rezervoarelor de aer, la ISIM-Timişoara a fost elaborat proiectul tehnic al celor două dispozitive.

5.1. *Dispozitivul de sudare automată pe generatoare* (*fig. 11*)

Virola (1) este apăsată de un sistem pneumatic cu petale şi burduf (2) pe o şină de cupru.

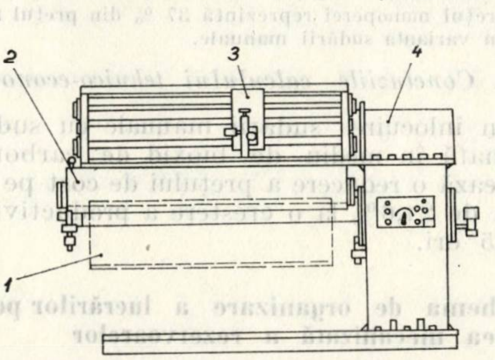


Fig. 11. Dispozitiv pentru sudarea automată pe generatoare.

Pe sania suport (3) se montează capul de sudare al unei instalaţii semiautomate de sudare în bioxid de carbon. Sistemul de acţionare electrică (4) asigură înaintarea capului de sudare de-a lungul rostului, cu viteza egală cu viteza de sudare.

— viteza de sudare: 0,12—1,2 m/min (variaţie continuă);
— forţa de apăsare: 6900 kg;
— dimensiunile de gabarit: 2800 × 1600 × 1100.

5.2. *Dispozitiv de sudare automată circular* (*fig. 12*)

Standul cu role (1) acţionat de un sistem electric asigură rotirea rezervorului asamblat (2).

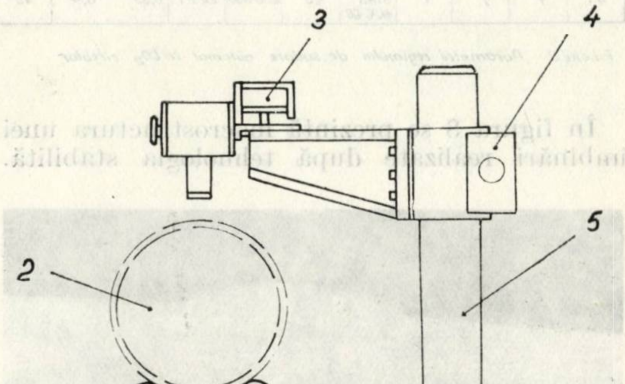


Fig. 12. Dispozitiv pentru sudarea automată pe circulară.

Căruciorul (3) asigură poziţia optimă a capului de sudare cu un mecanism de poziţionare. Mecanismul de deplasare pe verticală (4) montat pe coloana 5 permite inelarea rezervoarelor de diametre diferite.

Caracteristicile:

— diametrul rezervorului : 127...1000 mm
— lungimea maximă a rezervorului : 1800 mm
— viteza de rotaţie : 0,45—4,5 rot/min (variaţia continuă) ;
— greutatea maximă a rezervorului : 500 kg
— dimensiunile de gabarit : 1500 × 1200 × 1500.

6. Concluzii

Rezultatele obţinute în urma studiului calităţii îmbinărilor sudate şi a calculului tehnico-economic atestă avantajele înlocuirii sudării manuale cu sudarea automată în bioxid de carbon a rezervoarelor de aer. Metoda este eficientă la rezervoare de dimensiuni mici cu grosimea peretelui între 2 şi 6 mm, într-o producţie de serie. Aplicarea sudării automate în bioxid de carbon a rezervoarelor necesită echiparea celor două dispozitive de sudare cu cîte o instalaţie semiautomată de sudat în acest mediu.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kyoshi, T., Masayasu, A.*: Recent development in one side Welding, The Sanpo, Inc.

[2] *Lupescu, Rădulescu, P.*: Sudarea sub strat de flux, în baie de zgură şi în mediu de gaz protector. Ed. tehnică, Bucureşti, 1962.

[3] *Hampe., W.*: Vorrichtungen Musa 25 für den Linien—Behalterbau, In : SCHWEISTECHNIK, nr. 10, 1972.

[4] *Däne, K.* CO_2 — Schutzgasschweißen von Rohrrundnähten, ZIS MITTEILUNGEN, 9/1964.

[5] x x x Oerlikon Instruction CO_2 — gaz schielding Welding 1971.

MATERIALE DOCUMENTARE

Prognoze mondiale industriale şi România în perspectiva deceniilor viitoare

Dcd. ing. **Teodor Mardare GHERASIM** — Institutul central de cercetări economice, Bucureşti

1. Progresul tehnic şi industria construcţiilor de maşini

În dinamica rapidă a economiei româneşti industria construcţiilor de maşini contribuie în cel mai înalt grad la dotarea altor ramuri cu cele mai noi mijloace tehnice. Progresul tehnic este introdus în economie prin tehnologiile cele mai avansate, sporirea gradului de prelucrare la valorificarea resurselor de materii prime şi materiale, asimilarea produselor noi şi alegerea formelor ştiinţifice de organizare ale producţiei şi muncii.

Documentele Congresului al XI-lea subliniază faptul că, industria construcţiilor de maşini va cunoaşte şi în viitorii 10—15 ani o dezvoltare complexă, bazată pe cele mai noi cuceriri ale ştiinţei şi tehnicii. Dimensiunile şi complexitatea obiectivelor prevăzute în cincinalul 1976—1980 privind construcţiile de maşini vor contribui la egalizarea nivelului de dezvoltare al ţării noastre cu cel al celorlalte ţări socialiste şi de apropiere a României de ţările industriale dezvoltate ale lumii. Industria construcţiilor de maşini şi chimia vor ajunge la sfîrşitul cincinalului 1976—1980 să producă împreună aproape 50 % din producţia industrială a României, iar pînă în anul 1990 circa 55—60 %. Construcţiile de maşini grele, în aceeaşi perioadă, vor trebui să facă adevărate salturi calitative, producînd maşini, utilaje, sisteme de maşini, linii, instalaţii sau chiar uzine şi fabrici complete. Producţia globală industrială a construcţiilor de maşini grele urmează să crească în cincinalul 1976—1980 cu 78,2 % faţă de anul 1975, iar productivitatea muncii cu 51,1 % (fig. 1)

2. Prognoza ritmurilor şi nivelurilor producţiei industriale

Creşterea producţiei industriale între cele două războaie mondiale şi mai ales accentuarea acestui ritm în perioada postbelică în toate ţările lumii, este un proces obiectiv al societăţii moderne. Producţia industrială a României în perioada 1950—1967 a avut un ritm mediu de creştere de 13,7 %, cel mai mare ritm de creştere dintre cele 23 de state europene,

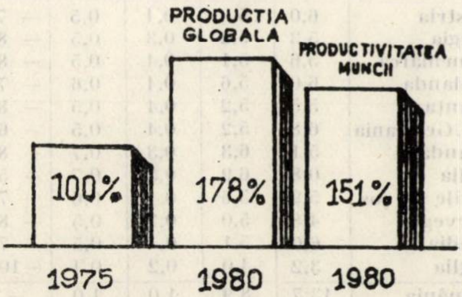


Fig. 1. Producţia globală şi productivitatea muncii în perioada 1976—1980, în industria construcţiilor de maşini grele.

din care opt cu economie socialistă şi 15 cu economie capitalistă (tabelul 1). Pe plan mondial acest ritm a fost întrecut numai de Japonia cu 15,1 % (tabelul 2).

Depăşind cota multor ţări, România participa în anul 1958 cu o pondere de 0,73 % la producţia mondială industrială, pondere în creştere cu 1,05 % în anul 1975 ; 1,25 în anul 1980 ; 1,50 % în anul 1985 ; 1,78 % în anul 1990 şi 2,30 % în anul 2000. Faţă de situaţia prezentată, continuarea ritmului de industrializare pînă în anul 2000 constituie o esenţială obţiune. Acest lucru nu înseamnă însă o goană spre o creştere cantitativă, ci o ascensiune economică selectivă, bazată pe anumite preferinţe, priorităţi şi ramuri industriale moderne, din care industria construcţiilor de maşini ocupă un loc important.

6. Prognoza industriei construcţiilor de maşini

Industria construcţiilor de maşini este purtătoarea progresului tehnic de la o regiune geografică la alta şi de la un stat la altul. Atît pe plan mondial cît şi naţional ea s-a

Tabelul 1

Prospecţia şi proiecţia ritmului de creştere a producţiei industriale, în ţările europene şi ţara noastră, pînă în anul 1980 (creşterea anuală în procente) — (în preţuri ale anului 1963)

Ţările	Industria		Decalaje relative ca multiplu al ritmului românesc		Decalaje absolute	
	1950–1967	1965–1980	1950–1967	1965–1980	1950–1967	1965–1980
I. *Ţări cu economie planificată*						
Bulgaria	13,4	8,5	0,9	0,9	−0,3	−0,4
Cehoslovacia	7,2	5,9	0,5	0,6	−6,5	−3,0
R.D.Germană	7,5	5,9	0,5	0,6	−6,2	−3,0
Ungaria	8,4	6,2	0,6	0,6	−5,3	−2,7
Polonia	9,4	7,6	0,6	0,8	−4,3	−1,3
Uniunea Sovietică	10,5	7,4	0,7	0,8	−3,2	−1,5
România	13,7	8,9	1,0	1,0	—	—
Total ţări cu econ. planificată	9,9	7,3	0,7	0,8	−3,8	−1,6
II. *Ţări cu economie de piaţă* Europa occidentală industrială						
Austria	6,0	5,0	0,4	0,5	−7,7	−3,9
Belgia	5,3	5,2	0,3	0,5	−8,4	−3,7
Danemarca	5,6	5,1	0,4	0,5	−8,1	−3,8
Finlanda	6,0	5,6	0,4	0,6	−7,7	−3,3
Franţa	5,5	5,2	0,4	0,5	−8,2	−3,7
R.F.Germania	6,8	5,2	0,4	0,5	−6,9	−3,7
Irlanda	5,1	6,3	0,3	0,7	−8,6	−2,6
Italia	0,8	6,9	0,5	0,7	−5,7	−2,0
Ţările de jos	5,9	5,6	0,4	0,6	−7,8	−3,3
Norvegia	4,8	5,0	0,3	0,5	−8,9	−3,9
Suedia	6,0	5,1	0,4	0,5	−7,7	−3,8
Anglia	3,2	4,0	0,2	0,4	−10,5	−4,9
România	13,7	8,9	1,0	1,0	—	—
III. *Total Europa occidentală industrială*	5,6	5,2	0,4	0,5	−3,1	−3,7
Europa meridională						
Grecia	8,0	9,5	0,5	1,0	−5,7	0,6
Portugalia	8,2	8,5	0,5	0,9	−5,5	−0,4
Spania	8,7	8,5	0,6	0,9	−5,0	−0,4
Iugoslavia	11,7	10,0	0,8	1,1	−2,0	1,1
România	13,7	8,9	1,0	1,0	—	—
Total Europa meridională	9,3	9,1	0,6	1,0	−4,4	0,2
B. *Total ţări meridionale cu economie de piaţă*	5,8	5,6	0,4	0,6	−7,9	−3,3

Sursa: Calculat după datele din; Étude sur la situation économique de l'Europe en 1969, Nations Unies, New York, 1970, p. 46.

Tabelul 2

Retrospecţia şi proiecţia ritmului de creştere al producţiei industriale în ţările capitaliste cele mai reprezentative şi ţara noastră, pînă în anul 1980.
(Creşterea anuală în procente (în preţuri ale anului 1963)

Ţările	Industrie		Decalaje relative cu multiplu al ritmului românesc		Decalaje absolute %	
	1965–1967	1965–1980	1965–1967	1965–1980	1965–1967	1965–1980
Canada	4,8	5,3	0,3	0,5	−8,9	−3,6
Japonia	15,1*	10,6	1,1	1,1	1,4	1,7
S.U.A.	4,6	4,7	0,3	0,5	−9,1	−4,2
România	13,7**	8,9	1,0	1,0	—	—

Sursa: Calculat după datele din: Étude sur la situation économique de l'Europe en 1969, New-York, 1970, p. 82

*) Japonia în 1950–1970

**) România în 1950–1970

dezvoltat vertiginos. Statisticile ONU arată că numai piaţa maşinilor şi utilajelor participă în circuitul mondial comercial cu circa 70 de miliarde de dolari, reprezentînd peste 25% din totalul valoric al schimburilor dintre state. Experţii ONU apreciază că pe viitor în cadrul industriei construcţiilor de maşini vor avea loc schimbări uriaşe, dictate de condiţiile specifice şi de necesităţile ivite în fiecare ţară, determinînd în mare măsură evoluţia diferenţiată a mai multor ramuri diversificate aparţinînd acestei industrii (industria electronică, industria electrotehnică, industria construcţiilor de automobile etc.).

Industria electronică conform prognozelor pînă în anul 1985 îşi va încetini ritmul avut în ultimii 10—20 de ani. Se ştie că această industrie a fost una dintre cele mai dinamice ramuri industriale, depăşind de 1,5 ori pînă la 2,5 ori dinamica venitului naţional. Se consideră de către specialişti că situaţia poate fi apreciată pe viitor ca normală dacă ritmul de creştere al acestei ramuri va depăşi ritmul creşterii pe ansamblu al producţiei industriale. Experţii apreciază că producţia mondială de echipamente electronice va fi în creştere de la 33 de miliarde de dolari, la nivelul anului 1967, la 90 de miliarde în anul 1980, ceea ce înseamnă un ritm mediu de creştere de 8,2%. Ca tendinţe de viitor, pînă în anul 1990, putem arăta în ramura electronică următoarele. dezvoltarea circuitelor integrate, dezvoltarea automatizării complexe, bunuri de consum electronice, progrese însemnate în domeniul aparaturii electronice, creşterea actualei explozii informaţionale, a volumului prelucrării datelor prin instrumente electronice, de la celula de bază-întreprinderea-pînă la cel al unei ţări, ca fiind una din căile cele mai eficace de îmbunătăţire a organizării activităţii economice şi sociale.

Industria electrotehnică are de făcut faţă pînă în anul 1990 la o seamă de sarcini de prim ordin. Se prevede accentuarea ritmului de construcţii la maşinile electrotehnice rotative, echipament electrotehnic greu (hidrogeneratoare, turbogeneratoare, mijloace de transport), echipament de automatizare, de control şi distribuţie a energiei electrice, produse electrocasnice etc.

Industria construcţiilor de maşini pînă în anul 1990 va avea un ritm de creştere ceva mai lent decît cel realizat pînă în 1970, din cauza crizei de combustibili şi a limitării puterii de absorbţie pe pieţele tradiţionale. În plus, ţările în curs de dezvoltare au probleme legate de procesul industrializării, fapt ce limitează capacitatea de cumpărare a acestor zone geografice. Experţii afirmă totuşi că în anul 1990 producţia de autovehicule va atinge un nivel fizic de 40 de milioane de unităţi, iar în etapa 1970—1980 producţia de autoturisme va atinge un nivel de aproximativ 75—80% din întreaga producţie de autovehicule.

4. Prognoza industriei construcţiilor de maşini pe ţări reprezentative

Aprecierile generale făcute cu privire la evoluţia industriei construcţiilor de maşini la nivelul anului 1990, datorită influenţei actualei revoluţii tehnico-ştiinţifice, se vor concretiza în ţările dezvoltate din punct de vedere economic astfel:

În *Statele Unite*, care are o pondere serioasă în producția țărilor capitaliste, industria construcțiilor de mașini va avea un ritm de creștere apropiat ritmului pe ansamblul industriei. Prognozele lui M. C. Graw-Hill pentru anul 1982 indică o creștere a industriei construcțiilor de mașini de 3,2 ori, mai lentă decît a industriei prelucrătoare de 3,3 ori și decît pe ansamblul industriei de 3,26 ori. Dacă în 1960—1970, în Statele Unite, R. F. Germania, Anglia și Franța producția industriei electronice a crescut cu 11,2 %, în Japonia ea a crescut cu 20,6 %. În S.U.A. începînd cu 1969 s-a observat o anumită stagnare a industriei electronice din cauza fenomenelor conjuncturale, însă potrivit prognozelor pe termen lung se va reveni asupra acestei situații pînă la o dezvoltare normală ce va depăși și nivelul creșterii industriale a acestei țări. Întrucît Statele Unite au o poziție reprezentativă în producția mondială a construcțiilor de mașini, nu este lipsit de interes să prezentăm evoluția ritmului de creștere a producției diferitelor grupuri de produse din această țară (tabelul 3).

Tabelul 3

Prognoza ritmului de creștere a producției diferitelor grupuri de produse ale industriei constructoare de mașini din Statele Unite în perioada 1967—1982, în %;

Utilaje	1967	1977	1982
	Realizat	Prognoză	
Utilaje diverse	6,3	8,0	7,9
Mașini neelectrice	7,9	4,3	4,6
— mașini pentru prelucrarea metalelor	9,5	4,0	4,1
Mașini electrice	7,9	6,1	5,75
Mijloace de transport	6,5	4,9	5,4
— automobile și piese auto	4,9	4,7	4,6
Aparate electrocasnice	7,6	8,9	8,6
Produse metalice	6,2	4,1	4,2

Sursa ; Monografii OSDEM nr. 19768, București 1972

După cum rezultă din tabel, pînă în anul 1980 se vor înregistra creșteri rapide la aparatele electrocasnice (de la 7,6 % în 1967 la 8,6 % în 1982) și la utilaje diverse (6,3 %—7,9 %); și reduceri de ritm la mașinile pentru prelucrarea metalelor (9,5 %—4,1 %), grupul mașinilor neelectrice (7,9 %—4,6 %), al mașinilor electrice (7,9 %—5,7 %), al produselor metalice (6,2 %—4,2 %), la automobile și piese auto (7,9—4,6 %) și la grupul mijloacelor de transport (6,5 %—5,4 %) (tabelul 3 coloanele 3—5).

Produsele electronicii profesionale și industriale în Statele Unite între 1967—1980 vor ocupa o pondere în producția industrială de la 18,1 % pînă la 21,1 %, ceea ce indică un ritm de creștere pe această perioadă de 9,2 %, mai mare decît ritmul din industria bunurilor de larg consum (de 4,4 %) sau cel de creștere al produselor pentru scopuri militare de 5,0 % (tabelul 4).

În proiectul de directive România a prevăzut la nivelul anului 1980 pentru mijloacele de calcul și automatizare o producție de 11,5—13,0 milioane de lei, cu un ritm de creștere de 21—24 % față de anul 1975. Pentru a se putea face o comparație cu țările dezvoltate s-a transformat producția prognozată a României în dolari (s-a socotit un dolar la schimbul de 20 de lei), obținînd situația din tabelul 5.

Din acest tabel rezultă participarea României la producția mondială de mașini și echipamente electronice de calcul la nivelul anului 1980 de 0,6 %, deși ritmul de creștere de 13,6—15 % este unul din cele mai ridicate din lume (tabelul 4 coloana 7). Acest ritm înalt va permite României ca aproximativ 20 % din totalul construcțiilor de mașini în anul 1980 să fie dat de industria electrotehnică și cea electronică.

Pe plan mondial după anul 1980 *Japonia* va prelua locul Statelor Unite, dezvoltînd în mod special electronica profesională, anumite categorii de produse de mașini și echipamente (calculatoare, elemente de automatizare complexă, telecomunicații multiple), circuite integrate, prelucrarea cu electroni, ioni, laser etc.

Tabelul 4

Prognoză privind evoluția diferitelor subramuri ale industriei de echipamente electronice

Subramura	Nivelul producției (miliarde dolari)				Ritm de creștere 1980/1967
	1967	%	1980	%	
Total producție	33	100	90	100	8,2
Produse profesionale și industriale	13	39,3	52	57,7	12,2
— Statele Unite	6	18,1	19	21,1	9,2
— Celelalte țări capitaliste	7	21,2	33	38,8	12,8
Bunuri de consum	9	27,2	17	18,8	5,0
— Statele Unite	4	12,1	7	7,7	4,4
— Celelalte țări	5	15,1	10	11,1	5,5
Produse pentru scopuri militare și aerospațiale ale Statelor Unite	11	33,3	21	23,3	5,0

Sursa ; Monografii OSDEM nr. 19768, București, 1972.

Tabelul 5

Prognoze privind producția de mașini și echipamente electronice în cîteva țări și grupări de țări capitaliste și țara noastră (în miliarde de dolari — pe perioada 1967—1980)

Țările	1967	Pondere, %	1980	Pondere, %	Ritm de creștere, %
Total țări capitaliste	33	100	90	100	8,2
Europa occidentală	6	0,18	21	0,23	10,2
Statele Unite	21	0,63	47	0,52	6,3
Japonia	2	0,06	11	0,12	14,0
Alte țări	4	0,12	11	0,12	8,0
România	—		0,5—0,6	0,6	13,3—15,0

Sursa ; Monografii OSDEM nr. 19768, București 1972.

În *Japonia* în decada 1970—1980 se va menține nivelul cel mai ridicat din lume la creșterea producției electronice. În anul 1975 ponderea electronicii profesionale va depăși pe cea a producției de consum, iar producția de calculatoare va crește ritmuri situate între 15 și 20 %. Mai mult decît atît, Japonia se pregătește ca în actualul deceniu să treacă la fabricarea calculatoarelor din generația a IV-a. La nivelul anului 1970 producția Japoniei de televizoare s-a ridicat la circa 6 milioane de televizoare, în timp ce producția totală nu depășea 12,4 milioane de televizoare. Acest fapt a favorizat posibilitateta ca Japonia să invadeze pur și simplu toată piața Statelor Unite și a Europei de vest (tabelul 5, rîndul 4).

În *Franța*, în industria construcțiilor de mașini se preconizează un ritm de creștere cu 9—10 % superior ritmului de creștere al producției naționale brute și al industriei constructoare de mașini. Pînă în anul 1975 ritmul prevăzut în industria electronică a fost mai mare de 13,8 %, depășind mult creșterea industriei pe ansamblu din această țară. Ritmuri mari s-au prevăzut la calculatoare, echipamente de comunicații, electronică pentru aviație, electronică medicală și circuite complexe integrate. Specialiștii apreciază că la nivelul anului 1980 în Franța vor funcționa centrale termoelectrice cu blocuri de 600—1000 MW și vor fi construite două centrale nucleoelectrice cu o putere de 1000 MW fiecare. Se prevede că pînă în anul 1985 transportul energiei electrice se va efectua pe rețele de 400 kV, iar după această dată se va trece la 735/225 kV. Evoluția producției pe sortimente a echipamentelor electrice pentru reducerea și distribuirea energiei electrice, ocupă un loc important în producția industriei electrotehnice în Franța pînă în 1980, deși față de anul 1975 ritmurile acestora sînt într-o ușoară scădere (tabelul 6).

Tabelul 6

Prognoză privind ritmul de creştere al producţiei la principalele produse — în % —

Produsul	1971–1975	1976–1980
Cabluri electrice	14,9	13,4
Aparate de joasă tensiune	15,8	9,9
Aparate de înaltă tensiune	8,3	4,9
Transformatoare	2,7	5,6
Maşini electrice	5,2	5,2
Materiale pentru instalaţii electrice	3,7	2,0

Sursa ; Monografii OSDEM nr. 19768, Bucureşti, 1972.

În *R.F. Germania* dezvoltarea industriei constructoare de maşini se poate aprecia după majorarea numărului de muncitori : construcţiile de maşini şi autovehicule cu 10 % ; electrotehnică, mecanică de precizie, optică cu 9 % ; prelucrarea metalelor cu 6 % etc.

Un grup care deţine un loc fruntaş în clasamentul general pe naţiuni industrializate este cel al maşinilor-unelte, ramură unde R.F.Germania a reuşit să realizeze în anul 1974 producţia cea mai mare (2,762 de milioane de dolari), urmată de Statele Unite (cu 2100), Uniunea Sovietică (cu 1824), Japonia (1533), faţă de primele zece ţări reprezentative în acest domeniu (tabelul 7).

Tabelul 7

Producţia de maşini-unelte — în milioane dolari — în anul 1974

Ţările	Valoarea
R. F. Germania	2762,0
Statele Unite	2100,0
Uniunea Sovietică	1824,0
Japonia	1533,0
Italia	756,4
Franţa	591,8
Anglia	537,8
R.D.G.	512,9
Elveţia	483,9
Polonia	337,0

Sursa ; Rinascita 2.V.1975 pag. 12.

Demn de remarcat la acest grup de produse este faptul că R.F.Germania la nivelul aceluiaşi an a reuşit să exporte valoarea cea mai mare a maşinilor-unelte produse în ţară, şi anume de 1968 de milioane de dolari, urmată de Statele Unite (480), Uniunea Sovietică (144,7), Japonia (230) (tabelul 8).

Tabelul 8

Importurile şi exporturile de maşini-unelte (în milioane de dolari în anul 1974)

Ţări	Exporturi	Importuri
R. F. Germania	1968,0	239,7
U.S.A.	480,0	258,0
Elveţia	392,9	75,0
R.D.G.	392,0	100,0
Italia	302,6	234,5
Anglia	251,0	224,7
Franţa	250,8	310,2
Japonia	230,0	148,7
Cehoslovacia	180,0	100,0
Polonia	108,1	306,5

Sursa Rinascita 2.V.1975 pag. 12.

Urmărind realizările cele mai recente ale producţiei de maşini-unelte ca şi mişcările în cadrul schimburilor dintre state (tabelele 7 şi 8) cu toate efectele negative ale crizei de energie, combustibili şi minereuri, se poate aprecia că pînă la orizontul anului 1990 ramura industriei producătoare de maşini-unelte va menţine un ritm de creştere în ascensiune, pentru asigurarea nevoilor mereu crescînde de pe piaţa ţărilor în curs de dezvoltare ca şi cele de pe pieţele tradiţionale.

5. Mijloace de transport (autoturisme şi autovehicule)

Un grup important al industriei constructoare de maşini este cel al mijloacelor de transport, şi din acestea mai ales, autoturismele şi autovehiculele utilitare. În tabelul 9 prezentăm prognoza ritmului de creştere al producţiei de autoturisme, în unele ţări capitaliste dezvoltate.

Tabelul 9

Prognoza ritmului de creştere a producţiei de autoturisme în unele ţări capitaliste dezvoltate — în % —

Ţara	1965–1970	1970–1975	1975–1980
Statele Unite	1,8	5,6	2,3
R.F.Germania	5,4	4,5	5,3
Italia	8,6	7,8	4,9
Franţa	6,2	5,7	4,3
Anglia	4,6	5,4	4,2
Suedia	8,7	6,3	5,0

Sursa ; Monografii OSDEM nr. 19768, Bucureşti 1972

Tabelul 10

Prognoza ritmului anual de creştere a producţiei de vehicule utilitare în unele ţări capitaliste dezvoltate — în % —

Ţara	1965–1970	1970–1975	1975–1980
S.U.A.	1,1	7,6	2,2
R.F.G.	6,4	5,8	5,9
Italia	10,2	7,7	7,0
Franţa	4,6	7,0	3,8
Anglia	3,1	3,1	4,5
Suedia	5,9	5,1	6,4

Sursa ; Monografii OSDEM nr. 19768, Bucureşti 1972.

Tabelul 11

Prognoza producţiei industriei constructoare de automobile în cîteva ţări capitaliste reprezentative şi ţara noastră în perioada 1975–1980 — în mii de unităţi autovehicule

Ţara	Autoturisme ¹)		Ritm %	Autovehicule utilitare ²)		Ritm %
	1975	1980		1975	1980	
Total Europa occidentală	13755	17415	4,8	1880	2410	5,1
R.F.Germania	4470	5780	5,3	555	740	5,9
Anglia	2890	3550	4,2	622	775	4,5
Franţa	2885	3555	4,3	401	483	3,8
Italia	2830	3590	4,9	204	286	7,0
Suedia	360	460	5,0	41	56	6,4
Statele Unite	12985	14510	2,3	2938	3283	2,2
România		170–195	13,4–15,2		25–30	9,6–11,5

Sursa ; *Întocmit şi calculat după* ; L'Usine Nouvelle, supl., oct. 1970, p. 42–48 şi proiectul de directive, Scinteia 3 VIII 1974 p. 2 ; 1) inclusiv Olanda şi liniile de asamblare ale firmelor americane ; 2)inclusiv producţia olandeză, Austria.

turisme în cîteva ţări reprezentative. Din această situaţie se desprinde o reducere substanţială de ritm la autoturisme în anul 1980, ca urmare a crizei de petrol şi benzine şi indirect a reducerii vînzării de automobile.

Nici la producţia de vehicule utilitare situaţia nu-i prea bună. Se remarcă în general aceeaşi tendinţă de reducere a ritmului de creştere, cu excepţia Franţei, Angliei şi Suediei, unde s-au prevăzut ritmuri mai înalte (3,8 %, 4,5 %, 6,4 %) (tabelul 10).

Deosebit de interesantă ne apare şi prognoza parcului de autoturisme şi autovehicule utilitare prezentată în tabelul 11, din care rezultă că pînă în anul 1980, Statele Unite şi Europa occidentală vor deţine 80 % din parcul de autoturisme şi autoutilitare, iar restul de 20 % îl vor completa celelalte ţări. În proiectul de directive România prevede realizarea în anul 1980 a circa 170—195 de mii de bucăţi de autoturisme şi 25—30 de mii de bucăţi de autovehicule autoutilitare, cu un ritm de 11,3—11,4 % şi respectiv de 21,3—24,3 % (tabelul 11). Parcul de maşini auto şi utilitare preconizat şi repartizat pe zone geografice la nivelul anului 1980 este următorul : 40 % SUA + Canada, 40 % Europa occidentală, 16 % America Latină, 7 % Japonia, 6,2 % alte ţări din Asia, iar Africii îi va rămîne doar 1 %, continuînd să ocupe ultimul loc în lume din acest punct de vedere, pînă în anul 2000.

CONDIŢII DE PREZENTARE A MANUSCRISELOR PENTRU REVISTA „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI"

1. *Textul* unui articol împreună cu desenele să nu depăşească 15 pag. convenţionale (de 2000 semne la 2 rînduri).

2. Articolul trebuie însoţit de un *rezumat de autor* de 1 000 de semne, pe o filă separată.

3. *Dactilografierea* se execută la 2 rînduri în pagini de numai 2 000 de semne, pe hîrtie albă, pe o singură faţă a filei.

Pagina va avea o margine albă de 3 cm lăţime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice şi literele conform STAS suficient de mari şi cu tuş.

4. *Desenele* se execută în tuş pe calc la dimensiunile între formatele A 6 şi A 4. Dacă sînt figuri-foto, acestea trebuie să fie foarte clare şi cu efectele de contrast foarte pronunţate.

5. *Toate figurile şi tabelele* care însoţesc articolul trebuie menţionate în text. Figurile trebuie să aibă titluri şi legende şi să fie însoţite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul şi legenda ; legătura se face prin numărul lor conform borderoului. Aceste figuri se prezintă separat într-un plic adecvat.

6. *Tabelele* trebuie dactilografiate pe pagini separate de text (în text li se va indica doar locul ca şi pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

7. *Bibliografia* trebuie prezentată conform STAS nr. 6158—60 şi anume :

Cărţi : numele autorului, iniţiala prenumelui autorului, titlul cărţii (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în limba română), numărul ediţiei în cifre arabe, numărul la care se trimite sau prima şi ultima pagină a fragmentului.

Periodice : numele autorului, iniţiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în limba română), titlul periodicului precedat de cuvînt „In", numărul volumului sau anul de apariţie (în cifre arabe), numărul de ordine al numărului periodic, data numărului, pagina citată sau prima şi ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum se citează doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în limba română titlul se scrie în traducere dar cu menţiunea că lucrarea a fost tradusă şi din ce limbă.

Bibliografia trebuie dactilografiată tot pe pagină separată de text.

Autorii trebuie să ştie că în tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secţii diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

8. *Predarea la redacţie a manuscrisului dactilografiat* se face în două exemplare, din care un original şi o copie.

Originalul este însoţit de desenele în tuş pe calc şi fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoţit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de-al doilea rînd de fotografii cînd este cazul.

9. *Autorul trebuie să garanteze conţinutul ştiinţific al articolului,* iar textul prezentat redacţiei să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale şi tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

10. *Conform regulilor editoriale* manuscrisele şi figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

11. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacţia revistei „Construcţia de Maşini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI GRELE.

Redacţia revistei „Construcţia de Maşini" Calea Victoriei nr. 133, sector 1, Bucureşti.

12. Orice *informaţie şi referinţe* se pot obţine la telefoanele : 50.31.30 (direct) şi 50.40.90 sau 50.50.25 int. 253 sau 274. *Redactori :* Rodica Moldoveanu şi Şerban Teodorescu.

INTERNATIONAL ROMANIAN ADVERTISING COMPANY

PUBLICOM

In the Romanian Market there is a powerful competition between foreign firms wishing to sell their goods.

DO YOU WISH TO SELL IN ROMANIA?

Then in the first place, INFORM the people that make the very proposals for the import plans — THE END—USERS—of the import products!

HOW? WHEN? BY WHICH MEANS? IN WHICH FORMS?

PUBLICOM

Romanian International Advertising Agency • Bucharest • 22, N. Bălcescu Blvd. • Cables: PUBLICOM, Telex 374, Telephon: 139883

is an agency specialized in the problems of the Romanian market, which by examining your offer can recommend you and execute for you the most efficient advertising under the specific conditions in the Romanian market.

- staging of specialized and branch exhibition followed or not by technical demonstration.
- organization of technical lectures with or without display of samples, film shows and projection of slides, studies of offers and selection of end-users, invitation to conference and lectures.
- interpreters and demonstrations.
- printing of catalogues, prospectuses, folders, leaflets posters, offers and invitations etc.
- translation and duplication of texts
- publicity in Romanian dailies and periodicals the specialized press included.
- publicity over the radio and television services and through the cinema.
- business cocktail parties
- photo publicity services
- billposting and boardposting in the streets, stadiums, sports halls, airports and public vehicles, in health and holiday resorts.
- illuminated signs

PUBLICOM — your publicity counsellor in the Romanian market.

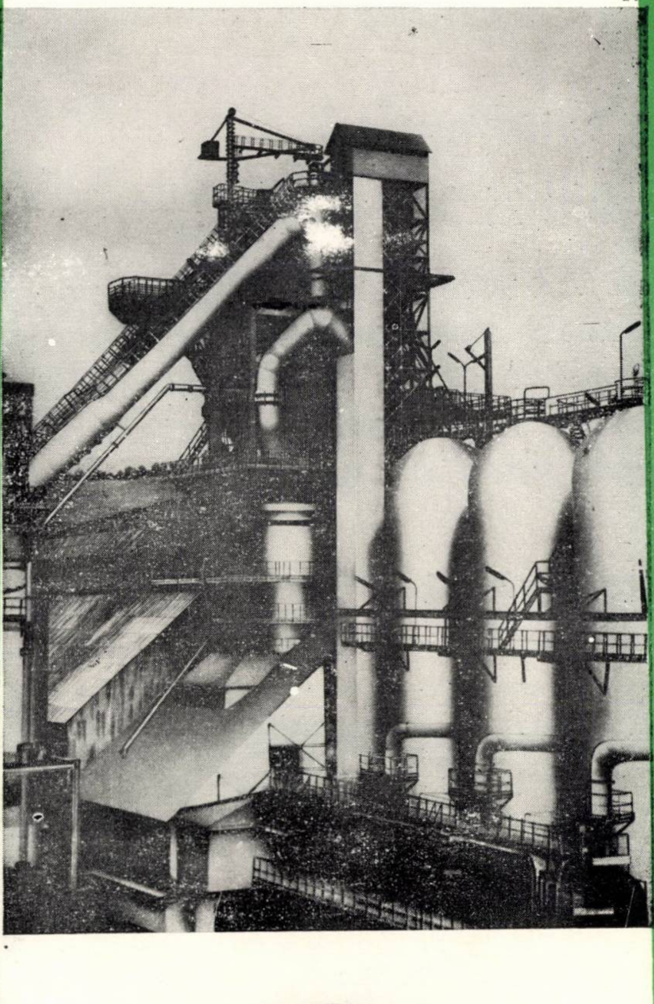
"UZINEXPORTIMPORT"
—Foreign Trade Company
BUCAREST
133,Victoriei Avenue; POB 2993;
Telex 011214; Telephone 50,25,35
Cable UZEXIM—BUCAREST.

uzinexportimport
întreprindere de comerţ exterior

activity object of the foreign trade company
uzinexportimport main products

A. *EXPORT activity*

1. Plants and complex installations for manufacturing equipment and products in the field of machine buildingg industry, electronics and electrical engineering, licences, patents of inventions and manufacturing technologies, supplies of C.K.D. for the above projects.
2. Vessels, boats, shipbuilding equipment and machinery, ship repairing.
3. Thermal power stations, heat and district-heating stations, hydro-electrical power stations, hydro-mechanical equipment, diesel power stations, individual machines and equipment for these stations as well as the respective spare parts.
4. Metallurgical plants and steel works, afferent individual equipment and machines and spare parts as well.
5. Installations for food industry such as : cold stores, ice making factories, grain mills, grain silos, meat, fruit and milk processing lines, bread making factories as well as spare parts.
6. Technological lines for cement manufacture, individual machinery and equipment and spare parts as well.
7. Studies, engineering, know-how, technologies for the said production lines, erection works, technical assistance, training and other services in connection with the said lines and plants.



B. *IMPORT activity*

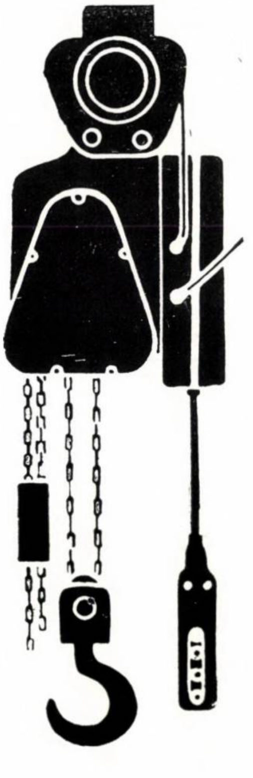
1. Plants and complex installations for the machine building industry.
2. Equipment for boilers and turbines.
3. Equipment for metal surface protection.
4. Complex installations for the food industry, research sector and municipalities.
5. Vessels, boats, shipbuilding equipment and machinery including the imports for the Romanian shipbuilding industry.
6. Parts of installations and equipment for cement lines.
7. Engineering, licences, technical assistance and training for the above projects.

UZINEXPORTIMPORT
ROMANIA

balkancar

TRADIȚIE ȘI

CONTEMPORANEITATE



Un electropalan cu cablu sau cu lanț.

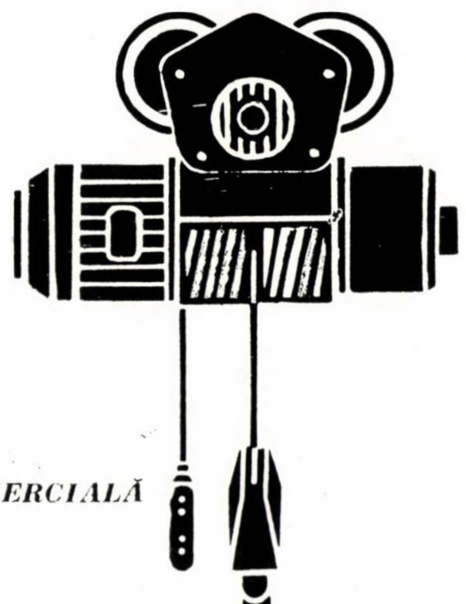
Numeroasele modificări constructive și execuții speciale lărgesc în mod practic, nelimitat, sfera de aplicare, dînd posibilitate de încadrare în sisteme complexe de manipulare a sarcinilor

Capacitatea de ridicare

pînă la 12500 kg (la cele cu cablu) și 2000 kg (la cele cu lanț)

Înălțime de ridicare

pînă la 36 m (la cele cu cablu) și 6,4 m (la cele cu lanț)



Exportator:

BALKANCARIMPEX

Bulgaria, Sofia, str. Alabin 56
Telex 022386,

REPREZENTANȚA COMERCIALĂ BULGARĂ
București, str. Galați 32
Telefon 11.20.87.

PUBLICOM

Noul laminor tandem la rece, cu şase montanţi, al societăţii Rasselstein are o viteză de 2400 metri/minut...

...şi cu rulmenţi Timken pe valţurile de lucru.

Societatea Rasselstein AG a sporit capacitatea de producţie la Andernach, în R. F. Germania, prin instalarea primului laminor tandem la rece, cu şase montanţi, din Europa. Această nouă uzină constituie cel mai complet automatizat laminor la rece din lume.

Laminorul a intrat în funcţiune la începutul anului 1972, producînd tablă de oţel subţire şi tablă de cositor. Capacitatea maximă de debobinare este de 46 tone. Viteza maximă de 2400 metri pe minut face din această instalaţie una din cele mai rapide laminoare din lume.

Pentru echiparea valţurilor de lucru, cu un diametru de 615 mm, ai agregatului, Societatea Rasselstein a specificat rulmenţi cu patru rînduri de role conice şi cu alezaj cilindric. Rulmenţii Timken au fost aleşi fiindcă experienţa a arătat că ei dau cea mai bună performanţă de durată infinită.

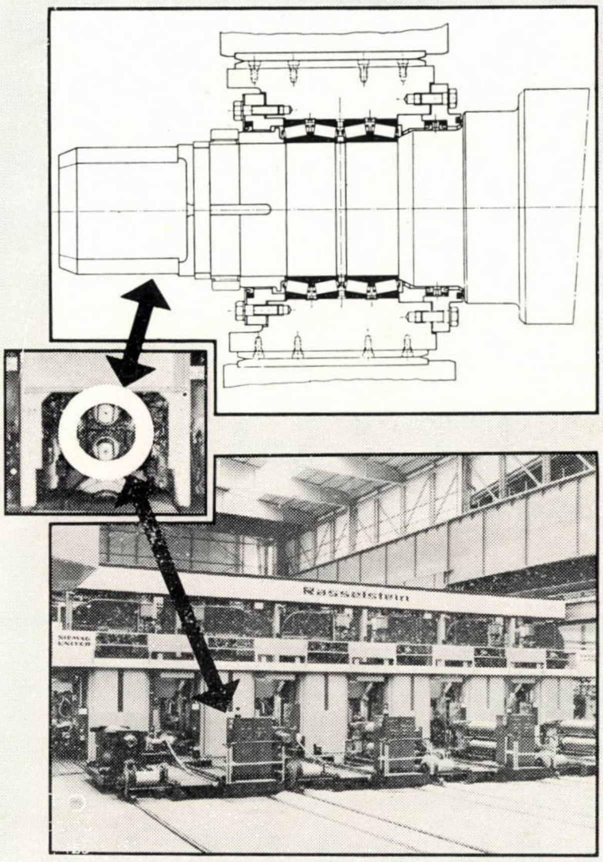
« Datorită calităţii lor superioare, rulmenţii Timken, sînt ideali pentru laminare de mare viteză.»

Societatea Timken invită constructori şi utilizatori de laminoare să intre în legătură cu birourile sale pentru a obţine îndrumări competente cu privire la laminoare de *orice* configuraţie.

Oferim 75 de ani de experienţă în materie de rulmenţi cu role conice, precum şi selecţia cea mai completă din lume de rulmenţi cu role conice de înaltă calitate. Ne va face plăcere să primim cereri de informaţii dela dumneavoastră.

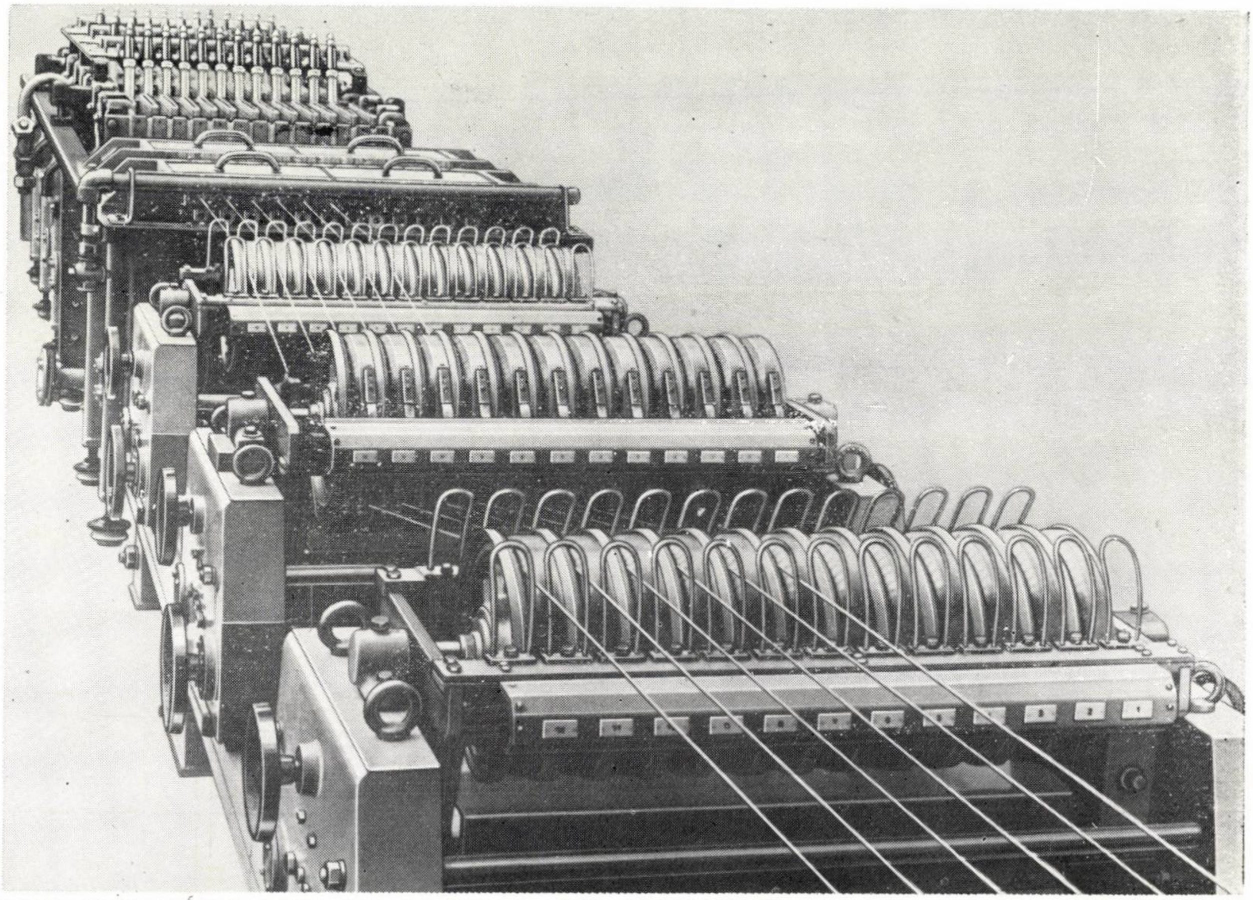
Pentru amănunte suplimentare, inclusiv o analiză a aplicaţiilor dumneavoastră ale rulmenţilor pentru laminoare — scrieţi la « Service des Etudes-Application », la adresa mai jos.

Timken France — sucursala societăţii The Timken Company, B.P. 191, 68003 — Colmar, France.



Rulmenţii Timken se vînd în 133 de ţări. Se fabrică în Franţa, Africa de Sud, Australia, Brazilia, Canada, Marea Britanie şi U.S.A.

TIMKEN®
MARCA DEPUSĂ
RULMENTI CU ROLE CONICE



DGA

Automatele pentru galvanizarea sîrmelor după necesităţi:

●● satisfac toate exigenţele în ceea ce priveşte tratamentul preliminar şi metalizarea sîrmei

●● sînt automatele GTL din seria DGA, care corespund oricăror cerinţe şi garantează obţinerea depunerilor de metal şi aliaje pe sîrme în mod raţional, pe baza celor mai noi tehnologii şi procedee, respectiv pe baza unei construcţii speciale.

Avantajele sistemului DGA:

- ● Utilizare universală pe baza principiului Baukasten
- ● Calitate optimă prin tragere gradată
- ● Grosime constantă a stratului depus
- ● Toate aliajele dorite, prin procedeul cu difuziune
- ● Calitate excelentă a produsului finit
- ● Deservire şi întreţinere simple, uzură minimă

Pentru consultaţii individuale, specialiştii noştri vă stau oricînd la dispoziţie

VEM

VEB GALVANOTECHNIC
LEIPZIG

Exportator:

TechnoCommerz
GmbH

DDR — 108 Berlin
Johannes-Dieckmann-Strasse 11/13

Adresa reprezentantului:

Secţia comercială
a Ambasadei RDG in R. S. România
Bucureşti — Drumul Taberei
Aleea Compozitorilor 13, scara 1

DEUTSCHE DEMOKRATISCHE REPUBLIK

DEWAG WERBUNG Leipzig

PUBLICOM

Hüller

De la planificare pînă la piesa finită

Hüller găsește soluția pentru orice problemă privind finisarea. Utilizați vasta noastră experiență și cunoștințele noastre multiple în construcția mașinilor-unelte.

Pentru serii mari :

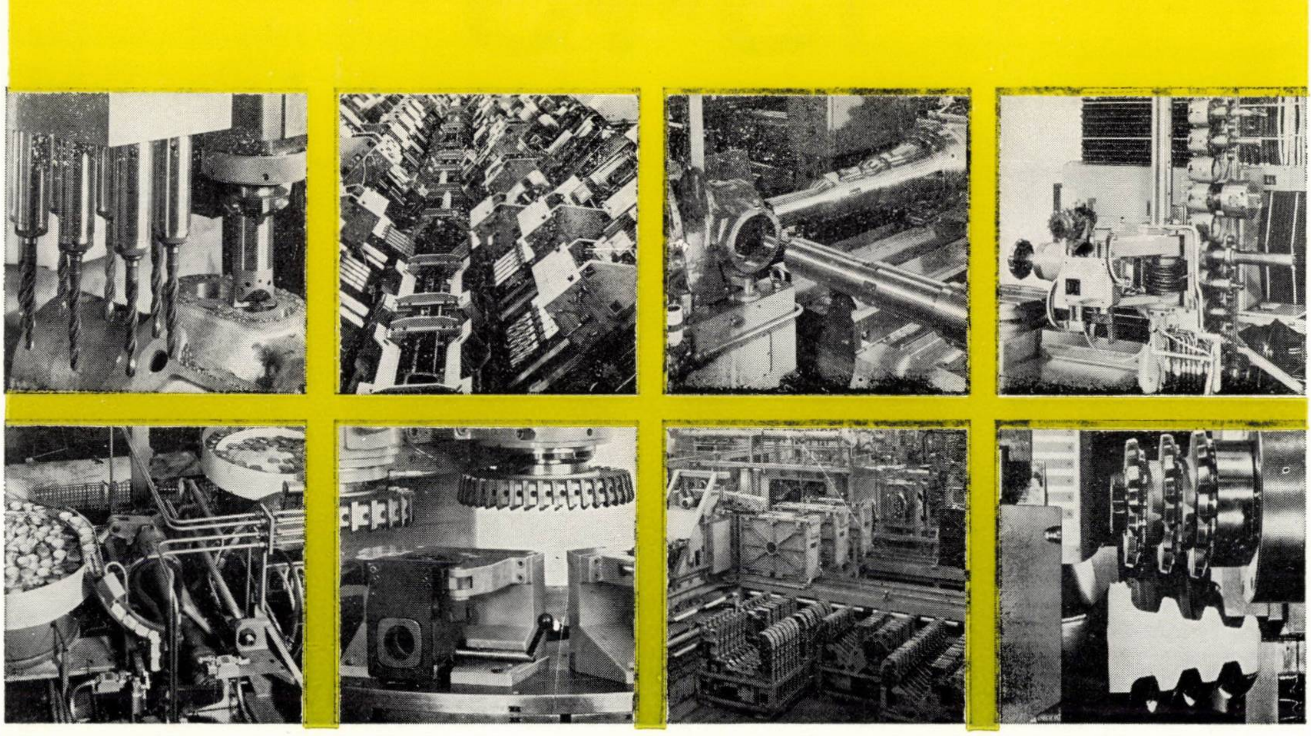
căi de transfer,
mașini speciale,
mașini pentru montaje,
căi de montaj
asamblate din unități de construcție normate.

Pentru serii mici și mijlocii :

centre de prelucrare comandate numeric,
mașini standard.

Karl Hüller GmbH Fabrică de mașini-unelte
D-7140 Ludwigsburg RFG
Căsuța poștală [illegible]
R.F.G.

Biroul [illegible] de legătură
firma [illegible], București, Str. Brezoianu 23, tel. : 13 73 56



daro 1343

Pentru ca datele să devină rapid niște informații utile

folosiți înregistrarea cu transformare în suporturi de date lizibile de către mașină, funcție îndeplinită cu cea mai mare perfecție de aparatul nostru cu comandă program DARO 1343 cu ieșire pe bandă perforată. El asigură interpretarea rapidă într-un aparat electronic de prelucrare a datelor, cu toate avantajele pe care le aduce banda perforată. Soluția oferă mari foloase beneficiarului : datele se colectează descentralizat și se interpretează centralizat.

- La alegere, se dotează cu 2 dispozitive de soldare, 3 dispozitive de soldare și un contor sau 4 dispozitive de soldare la o capacitate de reglaj și calcul de 12/12 poziții.
- Viteza de citire a benzii de programe — 200 de semne/s,
- Viteza perforațiilor — 50 de semne/s. Prin codificarea sa variabilă în sistem de 5 pînă la 8 canale, DARO 1343 este compatibil cu toate aparatele de prelucrare electronică a datelor.
- Este dotat cu dispozitiv de verificare a cifrelor, pentru prevenirea erorilor de tastare.
- Automatizare multilaterală.

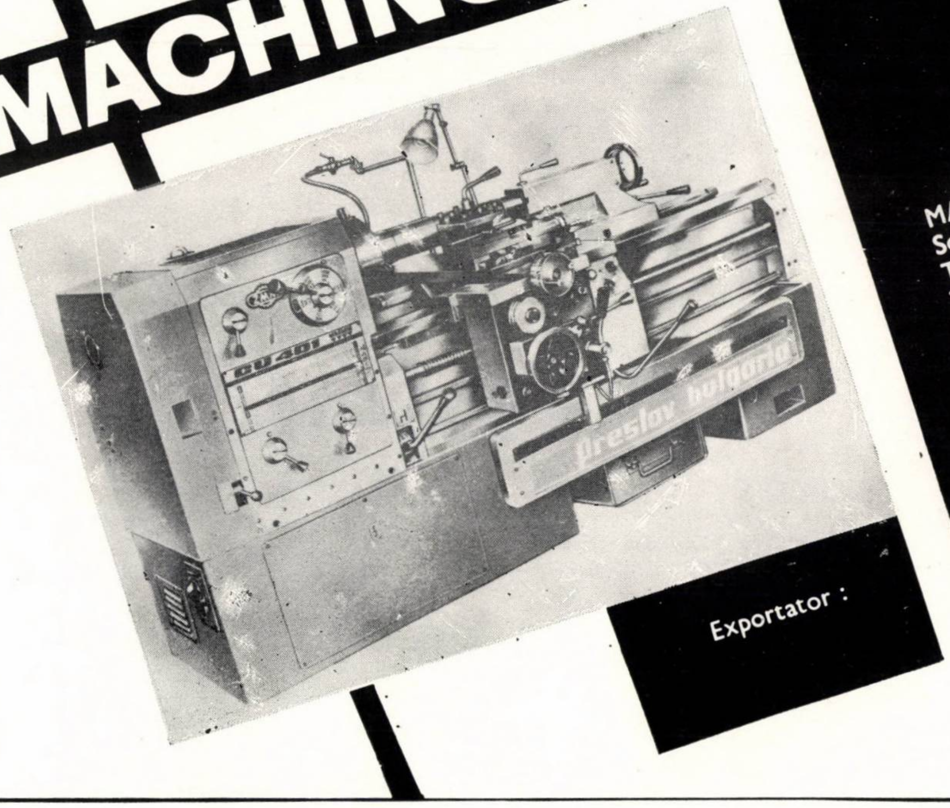
Büromaschinen-Export
GmbH Berlin
DDR - 108 Berlin
Friedrichstrasse 61
Deutsche Demokratische
Republik

bme

PUBLICOM

BULGARIE

MACHINOEXPORT



Exportator :

MACHINOEXPORT — S.A.R.L.
Sofia, str. Aksakov nr. 5
Tel : 88.53.21
Telex : 22—425
Telegrame : MACHINOEXPORT
— Sofia

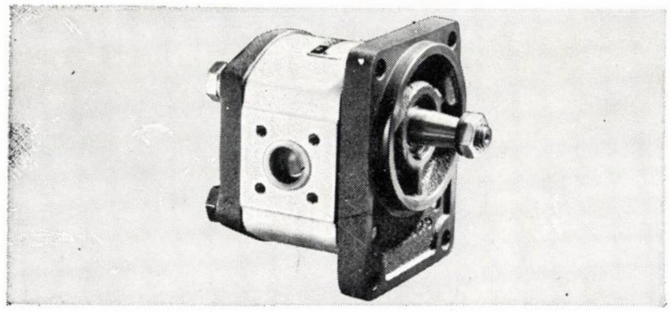
Strungurile din seria „Preslav"

sînt maşini moderne şi stabile de mare randament. Comanda cutiilor de viteze se face cu ajutorul unui sistem preselectiv. S-au prevăzut de asemenea, mai multe variante de ambreiaj electromecanic. Aceste strunguri sînt echipate cu mai multe acesorii suplimentare.

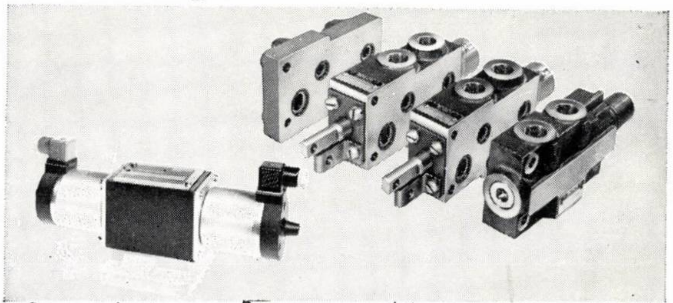
Caracteristici :	CP 40	CP 402	CP 401	CP 502
Diametrul maxim al materialului de prelucrat	440 mm	440 mm	440 mm	440 mm
Diametrul maxim al barei	70 mm	70 mm	70 mm	70 mm
Distanţa între vîrfuri	250 mm 500 mm 750 mm	1000 mm 1500 mm 2000 mm	250 mm 500 mm 750 mm	1000 mm 1500 mm 2000 mm
Greutatea netă cu accesoriile normale	2500 kg	2500 kg	2500 kg	2600 kg

PUBLICOM

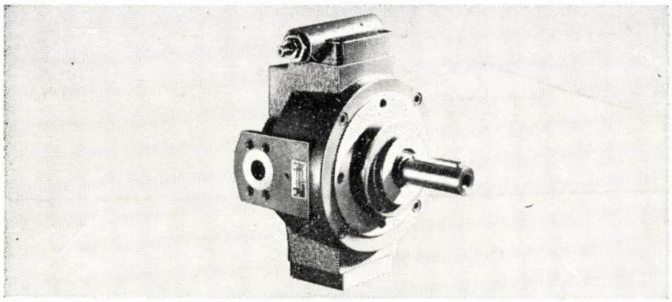
„Bosch" vă rezolvă problemele de hidraulică şi pneumatică: pentru aceasta Bosch vă oferă un program complet şi un „service" organizat în peste 60 de ţări.



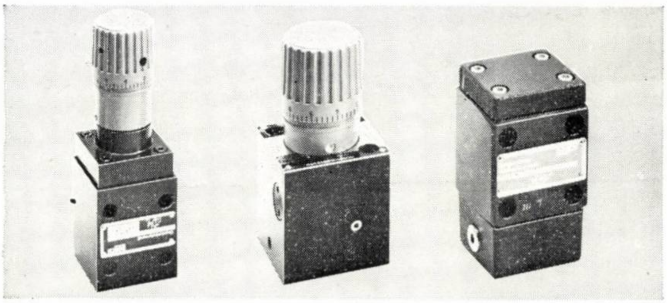
Pompe și motoare cu roți dințate. Nivel redus de zgomot, preţ avantajos, presiune pînă la 300 de bari, debit de 1 ... 56 cm²/rot. Livrabile și ca pompe duble, pompe electrohidraulice pentru curent continuu și curent trifazat.



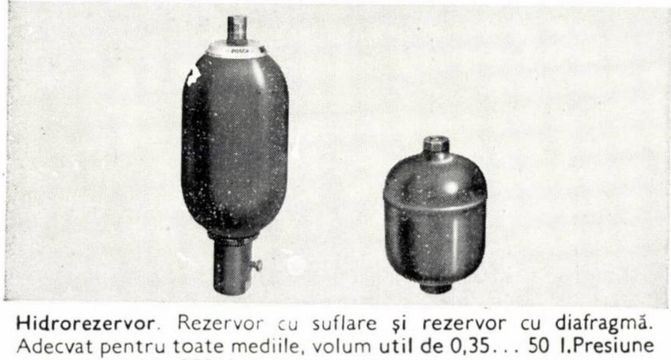
Supape de trecere. Program complet : cu acţionare manuală în 4 variante dimensionale de construcţie pînă la 200 l/min şi 315 bari, cu acţionare electrică în 4 variante dimensionale de construcţie — dimensiuni de racordare internaţionale — pînă la 400 l/min şi 315 bari.



Pompe și motoare cu piston. Nivel redus de zgomot, reglabile, presiune pînă la 400 de bari, bună comportare la aspirație, adecvate pentru utilizarea în medii speciale. Livrabile și ca pompe duble.



Supape de presiune, supape de debit și robinete de închidere. Program complet pînă la 200 l/min și 300 bari. Pentru montarea țevilor îngropate și racordări cu plăci, sisteme de linie și montarea blocurilor.



Hidrorezervor. Rezervor cu suflare şi rezervor cu diafragmă. Adecvat pentru toate mediile, volum util de 0,35... 50 l.Presiune de lucru pînă la 350 de bari.

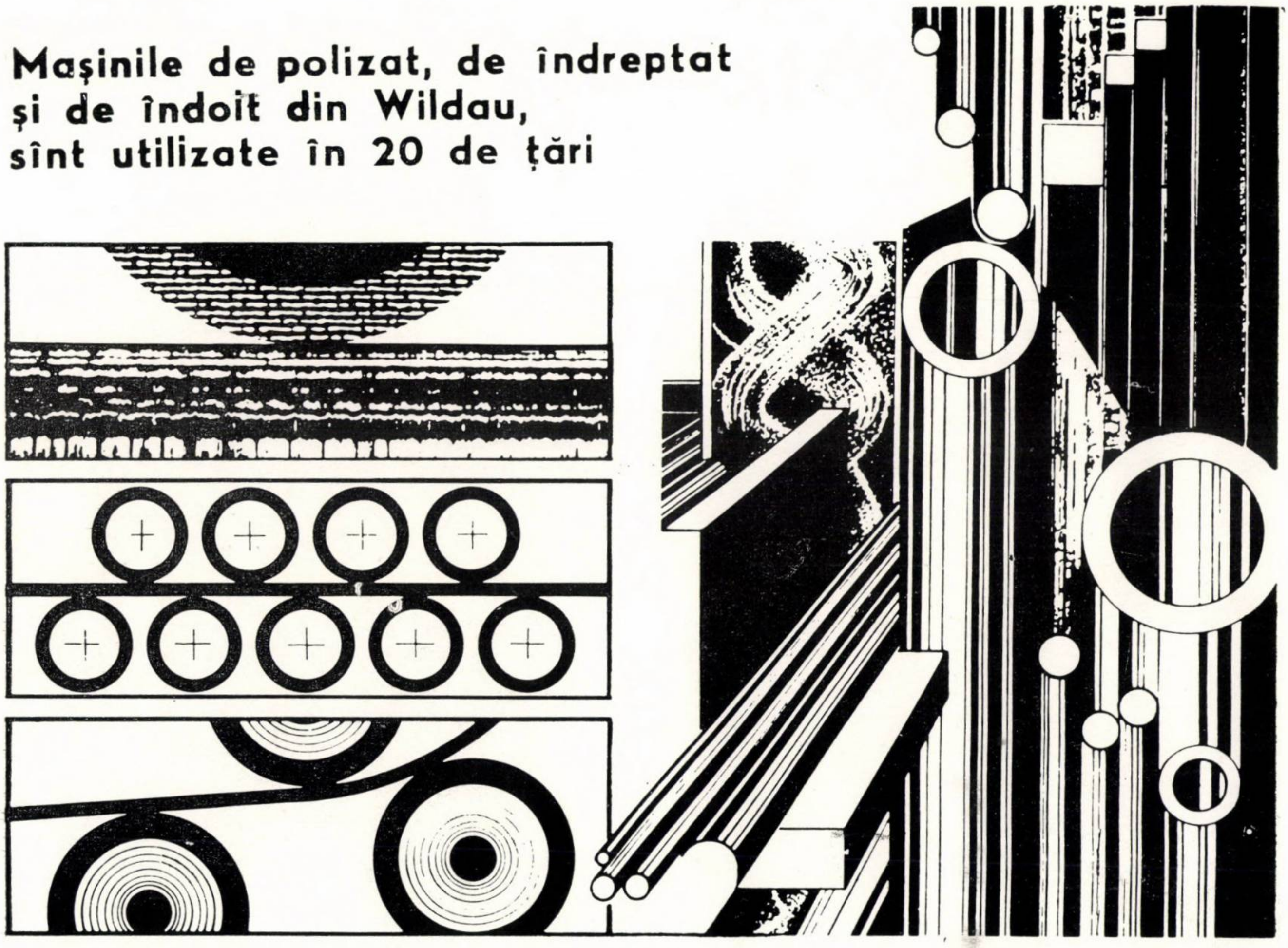
Tehnica electrohidraulică de reglaj. Sistem complet, maturizat, compus din servoventile, servopompe, electronică și tehnica măsurării.

Pneumatică. Bosch oferă și un program complet de pneumatică alcătuit din cilindri, transmisii rotative, supape de trecere, ventile de curent, robinete de închidere, supape de presiune, unități de întreținere și accesorii. Informații tehnice amănunțite obțineți de la distribuitorul nostru :

IPTC
Abt. KMT
CH 8024 Zurich
Postfach 188
K 6975 R

BOSCH

PUBLICOM



Maşinile de polizat, de îndreptat şi de îndoit din Wildau, sînt utilizate în 20 de ţări

Maşinile noastre de şlefuit, îndreptat şi încovoiat vă ajută să vă rezolvaţi problemele de raţionalizare şi automatizare în industria de laminare şi în industriile de prelucrare a tablei. Livrăm :

- Maşini de şlefuit pentru materiale cu secţiune rotundă, patrată, dreptunghiulară, marca de calitate "Q".

Distinse cu trei medalii de aur la tîrgul de primăvară de la Leipzig.

- Dispozitive suplimentare la dorinţa clientului :
  - dispozitive de desprăfuire;
  - transportoare cu role;
  - dispozitive de tranzit.
- Maşini de deformare pentru îndreptarea barelor cu secţiune rotundă, a ţevilor, a oţelurilor în patru şi şase muchii, a oţelurilor plane, a grinzilor în unghi, a grinzilor U şi a traverselor cu secţiunea în dublu T , a şinelor.
- Maşini de îndreptat tablă: 7 sau 9 cilindri îndreaptă la rece tabla de 2000-4000 mm lăţime şi cel mult 50 mm grosime.
- Maşini de încovoiat şi de fălţuit tablă de grosime 8-70 mm şi lăţimea de 2000-5000 mm în forme conice şi cilindrice, la rece sau la cald.

SKET

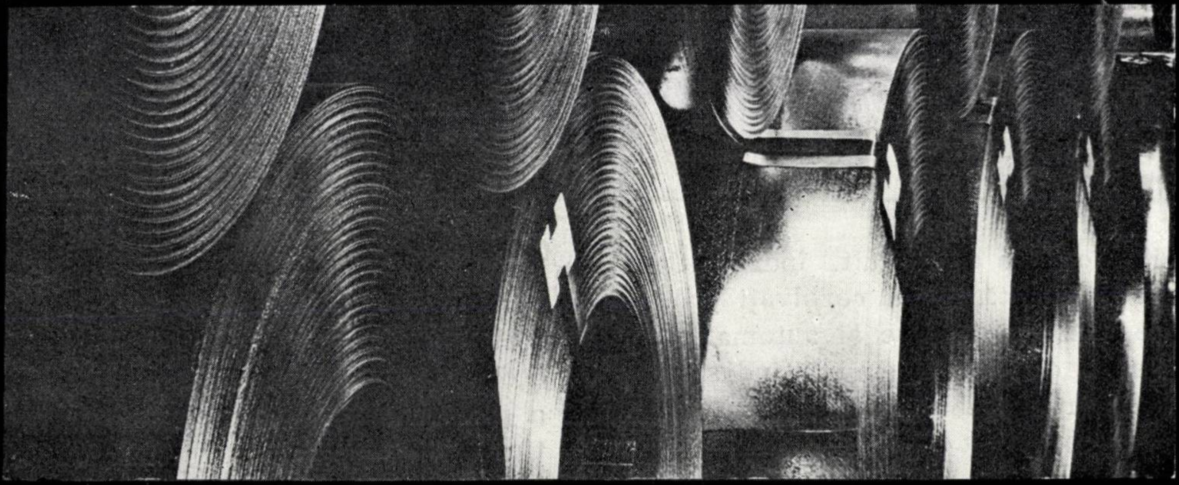
Exportator : INVEST EXPORT
Volkseigener Aussenhandelsbetrieb der Deutschen Demokratischen Republik
DDR-108 Berlin, Johannes-Dieckman-Strasse 7-9

PUBLICOM

acier steel acero aço сталь acciaio
acero aço сталь acciaio stahl acier steel acero aço
acero aço сталь acciaio stahl acier steel acero aço сталь
сталь acciaio stahl acier steel acero aço сталь
acciaio stahl acier steel acero aço сталь
stahl acier steel acero aço сталь
acier steel acero aço сталь acciaio
acero aço сталь
acciaio

ITALSIDER

laminate plate la cald, la rece și protejate - țevi de oțel sudate de diametru mediu și mare - bare și profilate la cald - grinzi și profile sudate - armament și macaze cale ferată - boghie și material rulant - piese turnate și forjate



laminate plate zincate Sendzimir

cu suprafata și strălucire normală, redusă sau lustruită

benzi late pînă la 1500 mm
benzi înguste
laminate plane și striate

calitatea protejării, înalta resistență la coroziune, apte pentru prelucrari mecanice, ușurință la imbinare

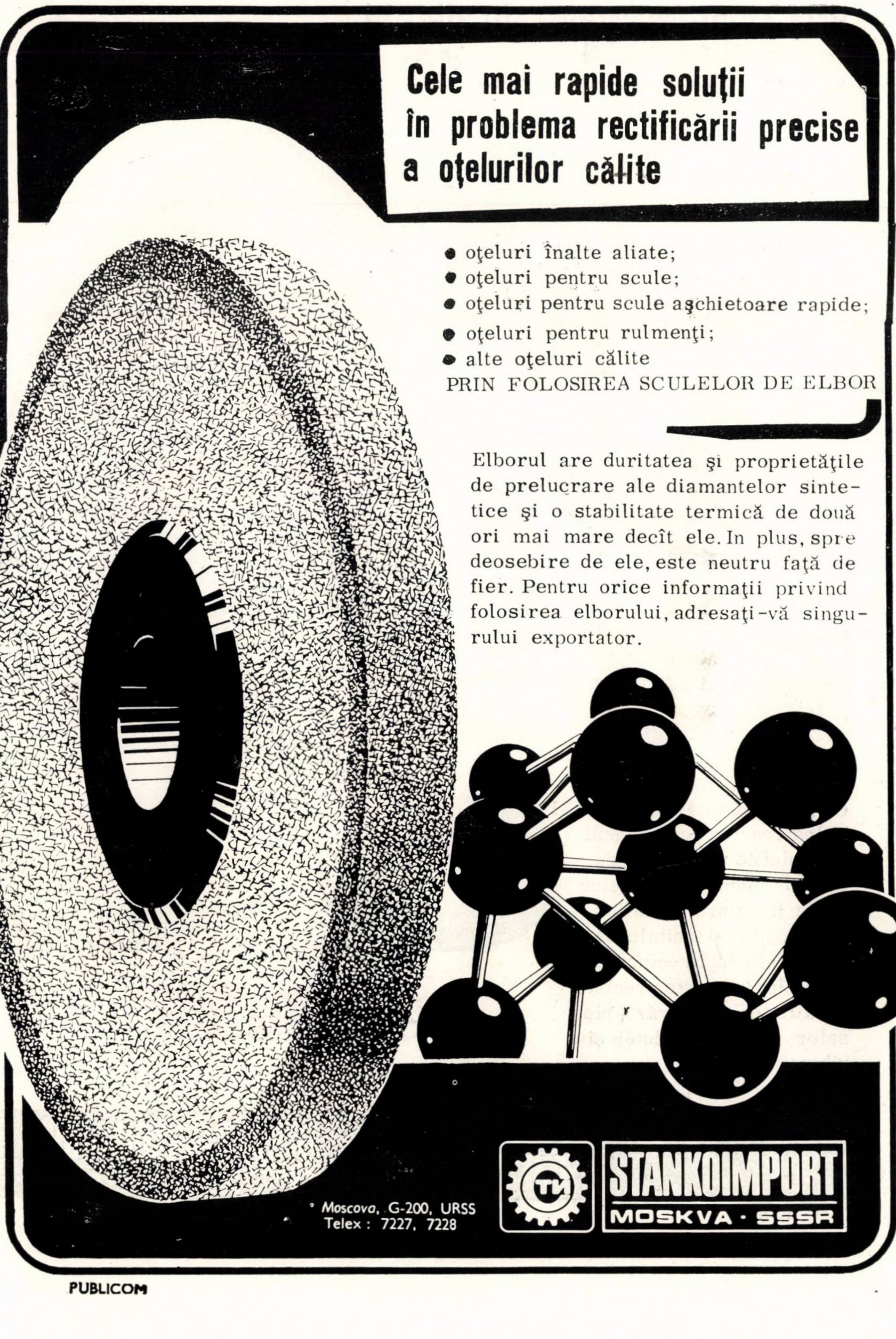
oțelul produs de Italsider este vîndut de către

SIDEREXPORT s.p.a.
via XII Ottobre, 2
16121 Genova - Italia
telefon (010) 54.94
telex 27.202 Siderexp

rețea de vînzare periferica în întreaga lume

Grupul Finsider

PUBLICOM



Cele mai rapide soluţii în problema rectificării precise a oţelurilor călite

- oţeluri înalte aliate;
- oţeluri pentru scule;
- oţeluri pentru scule aşchietoare rapide;
- oţeluri pentru rulmenţi;
- alte oţeluri călite

PRIN FOLOSIREA SCULELOR DE ELBOR

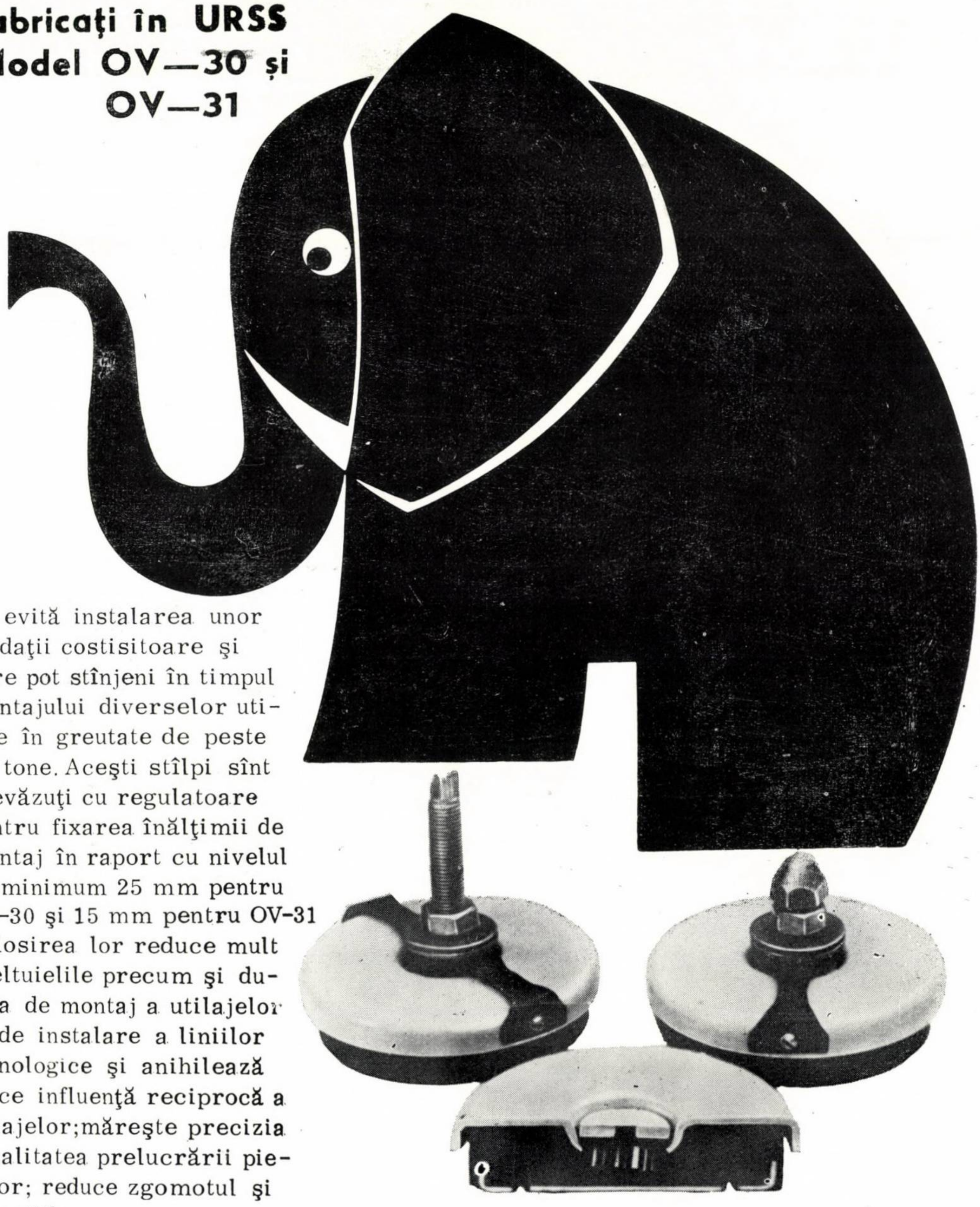
Elborul are duritatea şi proprietăţile de prelucrare ale diamantelor sintetice şi o stabilitate termică de două ori mai mare decît ele. In plus, spre deosebire de ele, este neutru faţă de fier. Pentru orice informaţii privind folosirea elborului, adresaţi-vă singurului exportator.

Moscova, G-200, URSS
Telex : 7227, 7228

STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

PUBLICOM

Prin stîlpi rezistenţi la vibraţii fabricaţi în URSS Model OV—30 şi OV—31



Se evită instalarea unor fundaţii costisitoare şi care pot stînjeni în timpul montajului diverselor utilaje în greutate de peste 10 tone. Aceşti stîlpi sînt prevăzuţi cu regulatoare pentru fixarea înălţimii de montaj în raport cu nivelul de minimum 25 mm pentru OV-30 şi 15 mm pentru OV-31 Folosirea lor reduce mult cheltuielile precum şi durata de montaj a utilajelor şi de instalare a liniilor tehnologice şi anihilează orice influenţă reciprocă a utilajelor; măreşte precizia şi calitatea prelucrării pieselor; reduce zgomotul şi vibraţiile.

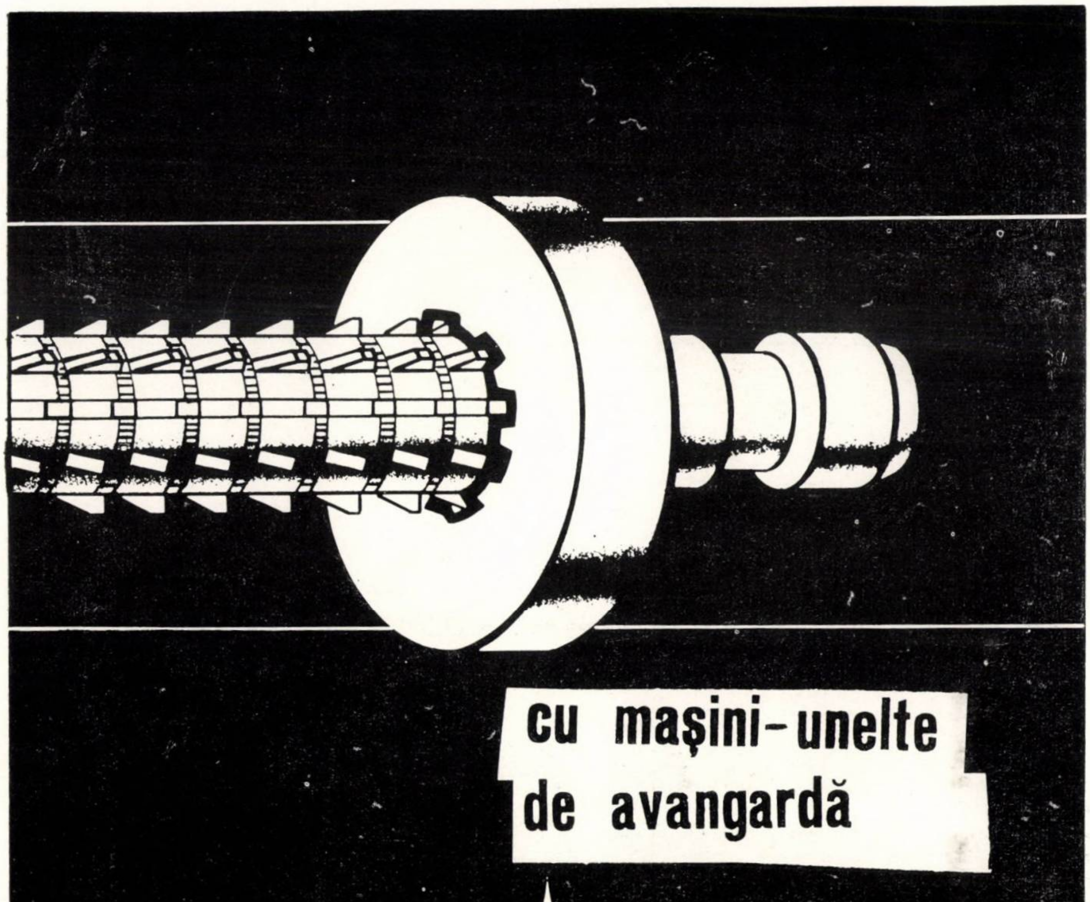
Exportator :

32/34, p. Smolenskaia—Sennaia
Moscova, G-200, URSS
Telex : 7227, 7228

STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

PUBLICOM

Lucraţi cu metode moderne...



Maşinile de broşat orizontale şi verticale cu efort de tracţiune de 5 la 40 tf, pentru prelucrarea orificiilor de evacuare, deschise în prealabil sau nu, următoarele caracteristici :

- Precizie de prelucrare a orificiilor: de la 0, 05 mm pînă la 200 mm.
- Finisare a suprafeţei prelucrate: . 6 la 9

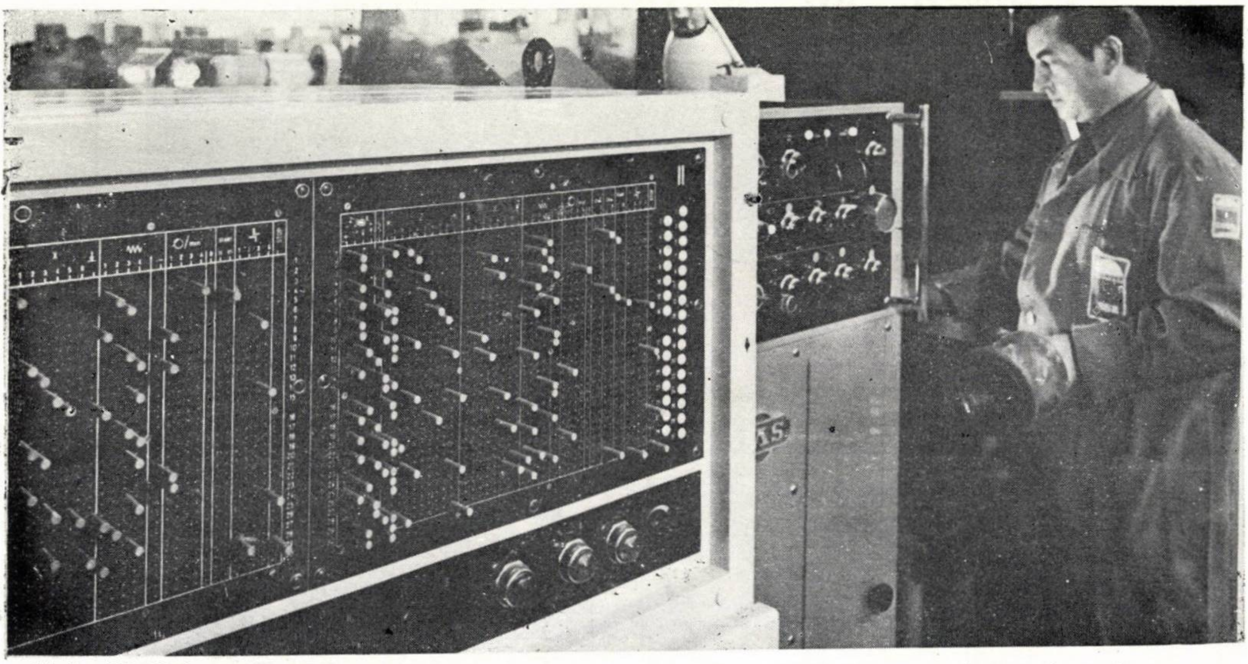
La cererea clienţilor se livrează maşini de broşat orizontale şi verticale din modelele 7 B 56, 7 B 66, 7 B 76 şi altele reglate în prealabil pentru prelucrarea anumitor piese

Exportator :

34/79, str.Obrucev
Moscova, V-342 U.R.S.S.

STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

PUBLICOM

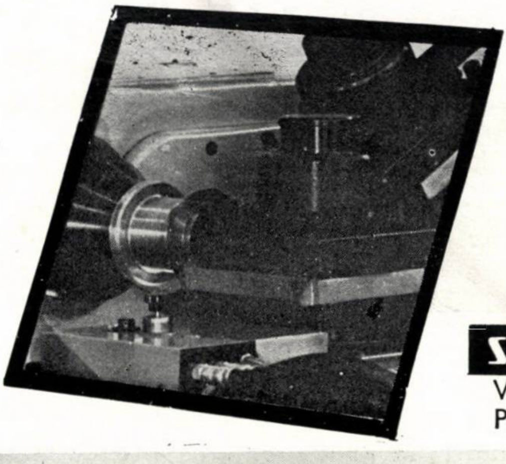


Maşina SPL 32 A se pretează la prelucrarea **pieselor cu diametrul de maximum 575 mm şi lungimea de maximum 400 mm.** În execuţie specială, există cu păpuşă mobilă, suport de retezat şi plăci pentru prelucrarea cu mai multe cuţite.

Ciclul de lucru automat al maşinii permite programarea următoarelor funcţii:

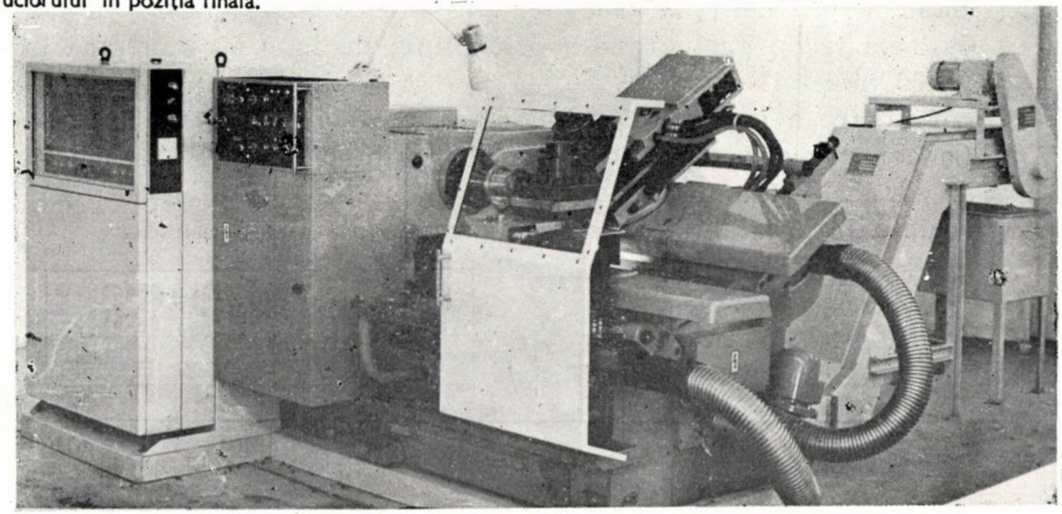
- Pornirea cărucioarelor.
- Orientarea mişcării cărucioarelor pe ambele axe de coordonate comandate.
- Mers rapid al cărucioarelor pe ambele axe de coordonate.
- 4 viteze ale avansului de lucru.
- Mers de alunecare a cărucioarelor.
- 4 trepte de turaţie ale arborelui principal.
- Înclinarea şabloanelor de copiat în două poziţii.
- Pornirea cărucioarelor cu avans transversal.
- Comutarea de transfer a capetelor de scule în 4 poziţii.
- Oprirea căruciorului în poziţia finală.

- La producţia de serii mici SPL 32 A cu capete de scule.
- La producţia de serii mari SPL 32 A cu plăci pentru prelucrare cu mai multe cuţite



Strojimport S.p
Vinohradska 184
Praga 3

Strung
semiautomat
SPL 32 A

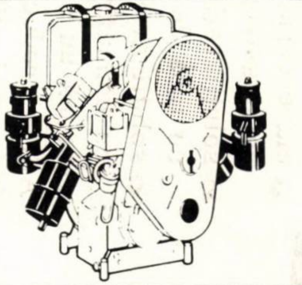


MAS

PUBLICOM

IFA DIESEL MOTOREN

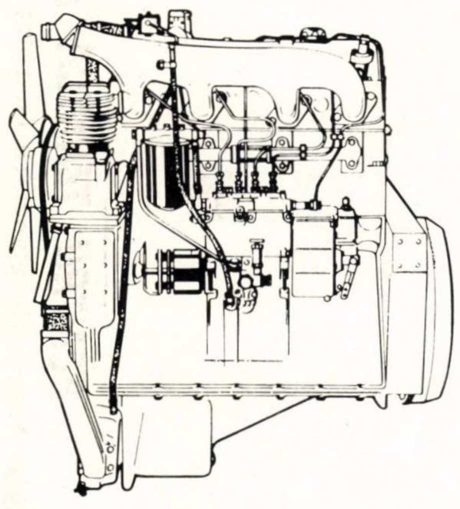
Motoarele diesel IFA din Republica Democrată Germană sînt fiabile, puternice şi economice şi în consecinţă vă rezolvă şi dv. orice probleme în legătură cu acţionarea. De foarte multă vreme ele se bucură de un prestigiu mondial, datorită funcţionării lor eficace, duratei lungi de viaţă, cheltuielilor reduse pentru întreţinere şi reparaţii, mersului silenţios, poluării reduse cu gaze arse şi unei foarte uşoare schimbări a pieselor. Motoarele diesel IFA se utilizează cu precădere în domeniul de putere de la 7 pînă la 190 CP în construcţia de autovehicule, în industrie, în construcţia navală şi în cea de agregate, în agricultură, în construcţii şi în gospodărirea apelor. Voluminosul nostru program de fabricaţie, cu numeroasele sale execuţii speciale, vă livrează şi dv. motorul pe care-l căutaţi. Scrieţi-ne, cereţi-ne ofertă, vă lămurim cu plăcere.



Motor diesel în 4 timpi cu 2 cilindri
2 VD 8/8-2 (răcire cu aer)

Puterea continuă Pe II (TGL 8346)
15 CP, 17 CP SAE, 11 kW
Turaţia 3000 rot/min

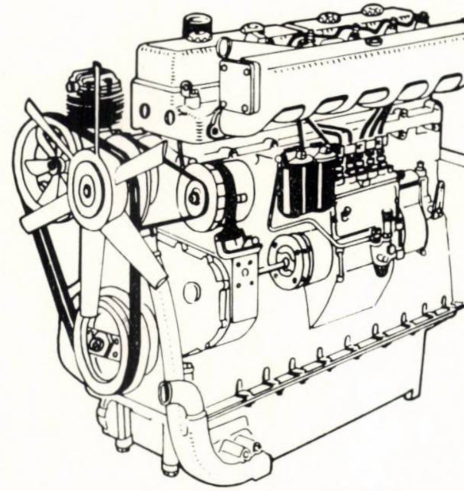
VEB Motorenwerk Cunewalde



Motor diesel în 4 timpi cu 4 cilindri
4 VD 14,5/12-1 SRW (răcire cu apă)

— Puterea maximă PeH (TGL 8346)
125 CP, 135 CP SAE, 92 kW
Turaţia 2300 rot/min

VEB IFA Motorenwerke Nordhausen



Motor diesel în 4 timpi cu 6 cilindri
6 VD 14,5/12-1 SRW (răcire cu apă)

Puterea maximă PeH (TGL 8346)
190 CP, 210 CP SAE, 139,8 kW
Turaţia 2300 rot/min

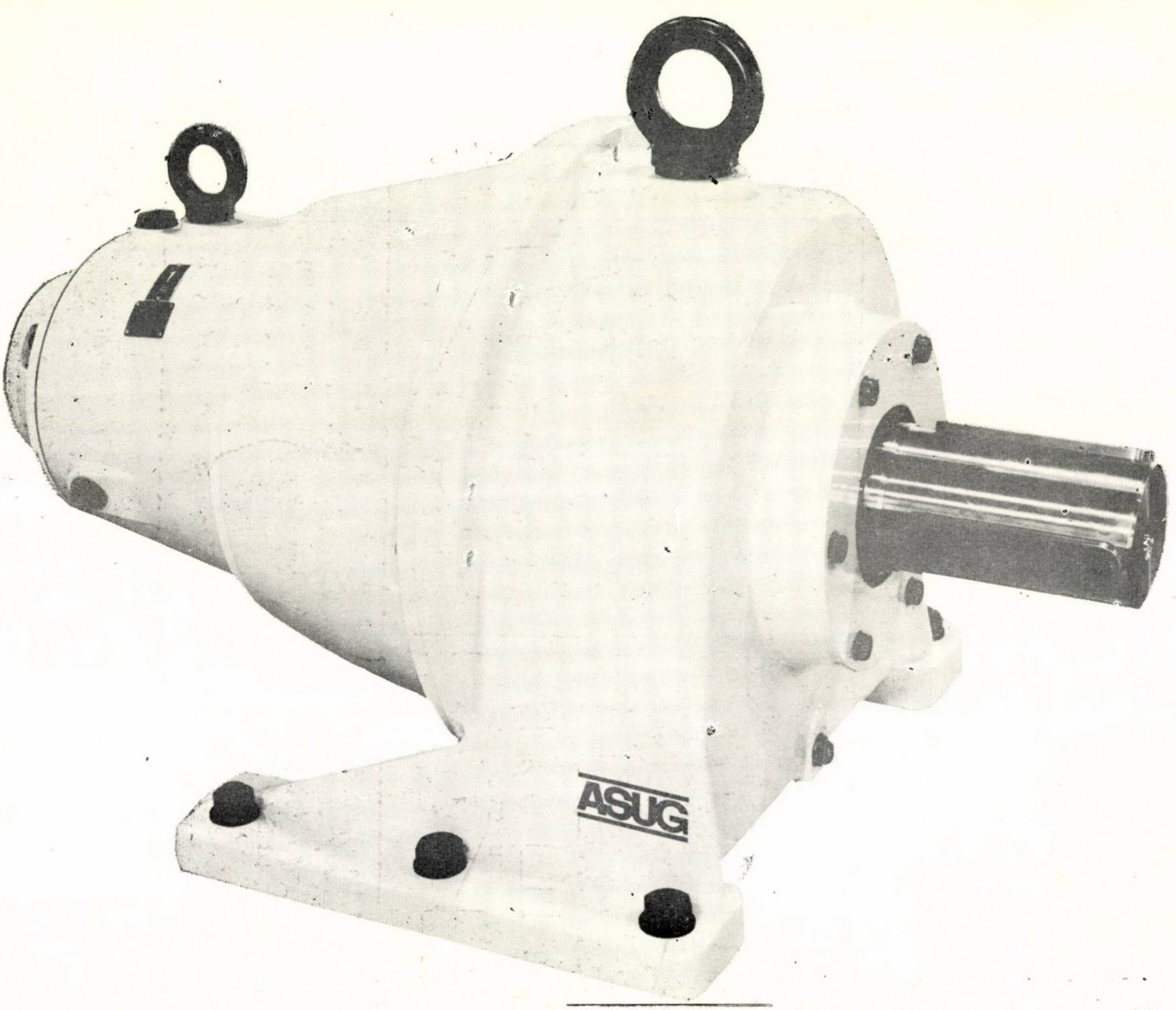
VEB Dieselmotorenwerk Schönebeck

DEWAG DRESDEN

Exportator: TechnoCommerz GmbH
DDR – 108 BERLIN,
JOHANNES-DIECKMANN-STRASSE 11–13
DEUTSCHE DEMOKRATISCHE REPUBLIK

Secţia comercială a Ambasadei R.D.G.
în R.S.România TKB TC
București - Drumul Taberei
Aleea Compozitorilor 13, scara 1

PUBLICOM



PENTRU TEHNICA DE AZI ŞI DE MÎINE

ASUG

ANGRENAJE

Angrenaje planetare cu rotaţie normale încercate în cele mai grele condiţii, la funcţionare continuă sau intermitentă

- serii de tipuri cu una, două, trei trepte, în execuţie normală şi de mare performanţă, cu dispoziţia arborilor orizontală şi verticală;
- gamă largă de transmisii de la 6,3 pînă la 1250;
- construcţie coaxială;
- mare capacitate de încărcare radială şi axială a arborelui antrenat;
- soluţii raţionale pentru sistem, ca angrenaje planetare cu tobă de troliu şi ca reductoare interschimbabile;
- soluţii avantajoase de antrenare ca acţionările multiple cu comutări de sarcină sau comandă continuă;
- ocupă un spaţiu redus şi necesită întreţinere minimă.

ASUG produce şi livrează reductoare industriale şi navale universal utilizabile, precum şi speciale.

Exportator : **INVEST EXPORT**

Intreprindere de stat pentru comerţ exterior
din Republica Democrată Germană
DDR-108 Berlin, Johannes-Dieckmann-Straße 7/9

Informaţii de export : **Telefon: 2240 · Telex: 112695**

Secţia comercială a Ambasadei RDG în R.S.România/TKB Invest Export
Bucureşti, str. Compozitorilor nr. 30, Sc. A

PUBLICOM

CONSTRUCTIA
DE MASINI

ABONATI-VA

LA REVISTA

CONSTRUCȚIA
DE
MAȘINI

E 3279

R

REFERALVA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

Număr editat cu ocazia sesiunii de comunicări științifice a Institutului de cercetări și proiectări tehnologice pentru sectoare calde (ICPTSC), organizate în cinstea „Zilei constructorilor de mașini".
Iulie 1975

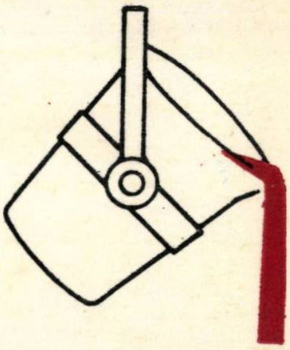
12

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXVII • nr. 12 • DECEMBRIE 1975

INSTITUTUL DE CERCETARI SI PROIECTARI TEHNOLOGICE PENTRU SECTOARE CALDE
TECHNOLOGICAL INSTITUTE FOR HOT PROCESSES
Sos. Olteniţei nr. 105, BUCURESTI Telefon 83.21.70. Telex 11798 CALDE

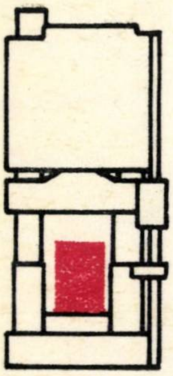
● Institutul, dispunînd de specialişti cu înaltă calificare, laboratoare modern utilate şi ateliere mobile, poate asigura, pe bază de contract, elaborarea lucrărilor de cercetare-proiectare şi asistenţă tehnică în domeniile:

● The institute has highly-skilled specialists, up-to-date equipped labs and service workshop trucks and can execute under contract research-design work and technical assistance in the following fields:



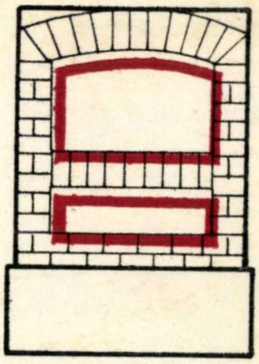
● Tehnologii, utilaje şi linii de formare, miezuire, turnare pentru fonte, oţeluri şi neferoase..

● Technologies, moulding-core making-casting lines and equipment for cast iron, steel and non-ferrous metals.



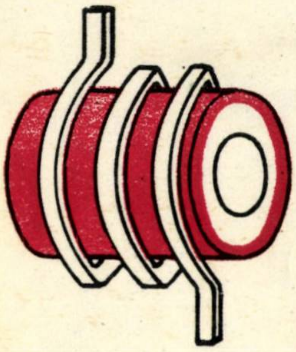
● Tehnologii şi utilaje pentru forjare, matriţare, extrudere.

● Forging, die forging and extrusion technologies and equipment.



● Tehnologii de tratamente termice şi termochimice, utilaje şi linii complexe, pentru oţeluri, aliaje speciale şi aluminiu.

● Technologies for heat and thermochemical treatment, equipment and complex lines for steel, special alloys and aluminium.



● Instalaţii şi tehnologii pentru încălzire-topire-călire, prin curenţi de inducţie.

● Installations and technologies for heating, melting and hardening by induction current.

● Studiul metalelor, expertize tehnice, tehnologii de sudare.

● Study of metals, technical expert appraisements, welding technologies.

SERVICE

● Asistenţă tehnică pentru punerea în funcţiune a liniilor şi instalaţiilor specifice sectoarelor calde.

● Technical assistance for commissionning hot processing lines and installations.

● Pentru informaţii şi încheiere de contracte vă puteţi adresa direct institului nostru sau prin UZINEXPORTIMPORT, Calea Victoriei nr. 133, Bucureşti, tel. 50. 35. 35., telex 11214.

● For inquiries and contracts you may contact directly our institute or UZINEXPORTIMPORT, Calea Victoriei nr. 133, Bucuresti, phone 50. 35. 35., telex 11214.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI

ANUL XXVII, Nr. 12, DECEMBRIE 1975

CUPRINS

Comunicări prezentate la sesiunea organizată de Institutul de cercetări şi proiectări tehnologice pentru sectoare calde, care a avut loc în luna iulie 1975.

DEFORMAREA PLASTICĂ A METALELOR

1. *Baza materială şi perspectivele de dezvoltare*

TRIPŞA, I. : **Problemele metalurgice ale asigurării lingourilor grele pentru forjarea pieselor de mare performanţă.** 566

VASILIU, A. : **Unele coordonate pentru o prognoză în domeniul prelucrării metalelor prin deformări plastice.** 572

2. *Progrese în matriţare.*

DRĂGAN, I.
CANTA, TR. : **Comportarea la deformare la cald a unor oţeluri inoxidabile rezistente la fluaj.** 578

GEORGESCU-COCOŞ, ST. : **Mic comentariu privind matriţarea la cald a oţelului inoxidabil 22 VNbMoC 110.** 582

GEORGESCU-COCOŞ, ŞT. : **Simularea curgerii metalului la matriţarea cu metoda "Replay".** 584

DRĂGAN, I. :
DRAGOŞ, E. : **Unele consideraţii asupra matriţării semifabricatelor turnate din fontă cu grafit sferoidal.** 587

3. *Optimizarea proceselor de extruziune*

DRĂGAN, I.
POPESCU, A. V.
BOER, N.
GHIZDEANU, I.
HERCIU, I. : **Influenţa reciprocă a temperaturii, a vitezei şi a gradului de deformare asupra structurii semifabricatelor extrudate din aliaje de aluminiu.** 591

TEODORESCU, M.
ŢÂRU, E.
POPESCU, DR.
MIHĂILĂ, P. **Cercetări în vederea stabilirii presiunii şi a forţei la extruziunea la rece a oţelului OLC 15.** 594

POPESCU, A. V. **Consideraţii asupra efectului extruziunii la cald şi al tragerii la rece, prin prisma teoriei dislocaţiilor.** 598

4. *Metode de cercetare şi consideraţii teoretice.*

GEORGESCU-COCOŞ, ST.
GUGUI, ED.
ALEXE, V. : **Măsurarea de precizie a temperaturii sub suprafaţa matriţei în timpul matriţării.** 601

ATANASIU, N. **Influenţa vitezei de prelucrare la deformarea plastică a metalelor printr-o matriţă conică.** 604

MĂLUREANU, I. : **Cercetări experimentale privind influenţa vitezei de deformaţie asupra rezistenţei de deformare la cald la unele oţeluri carbon de calitate, folosite în construcţia de maşini.** 610

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului ştiinţific al Institutului central de cercetări pentru construcţiile de maşini

Redactor: RODICA MOLDOVEANU

A V-a Sesiune de comunicări ştiinţifice în domeniul deformărilor plastice ale metalelor
(Bucureşti, 4 — 5 iulie 1975)

Între 4 şi 5 iulie 1975 a avut loc în localul Institutului politehnic din Bucureşti ,,Cea de-a V-a sesiune de comunicări ştiinţifice a specialiştilor din domeniul deformărilor plastice ale metalelor'', organizată de M.I.C.M. şi de Institutul de cercetări şi proiectări tehnologice pentru sectoare calde — Bucureşti. Sesiunea devenită tradiţională a făcut parte anul acesta dintr-o amplă manifestare în cinstea zilei ,,Constructorilor de maşini'' la care au participat peste 200 de specialişti din diferite întreprinderi, institute de cercetare şi proiectare din MICM, catedre de specialitate din Bucureşti, Cluj, Braşov, Iaşi şi Galaţi, precum şi invitaţi din domeniul siderurgiei, standardizării, reţelei de publicaţii tehnice a oficiului de perfecţionare a cadrelor, studenţi etc.

Lucrările prezentate precum şi discuţiile în urma acestora au exprimat preocupările specifice din domeniile cercetării — proiectării din institute şi întreprinderi, valorificării soluţiilor acestora şi a unor utilaje şi tehnologii de forjare — presare.

Lucrările sesiunii au analizat cu precădere stadiul actual şi de perspectivă al utilajelor şi al tehnologiilor de forjare-presare corelat cu situaţia la nivel mondial a sarcinilor ce derivă din politica de dezvoltare economică a ţării noastre.

Lucrări de sinteză ca : ,,Stadiul actual şi perspective în domeniul deformării plastice în construcţia de maşini'' — de Dr. Ing. V. Chiriţă şi ,,Unele coordonate pentru o prognoză a dezvoltării tehnologiilor de deformare plastică în perioada 1980—2000'' — de ing. A. Vasiliu, au conturat cadrul de dezvoltare tehnico-economică al acestui domeniu în R. S. România.

O realizare românească de prestigiu face obiectul comunicării : ,,Presă hidraulică de 2500 tf., bazele concepţiei originale şi construcţia acesteia'', de ing. D. Schiopescu, ing. V. Costinescu şi ing. C, Dinescu.

S-au evidenţiat apoi unele lucrări cu caracter de proces, cum ar fi : — ,,Influenţa reciprocă a temperaturii, vitezei şi a gradului de deformare a structurii semifabricatelor extrudate din aliaje de aluminiu'' de Prof. dr. ing. Drăgan şi colectiv ; ,,Consideraţii asupra efectului extruziunii la cald şi al tragerii la rece prin prisma teoriei dislocaţiilor'' ; de ing.Popescu A. V. ; ,,Bilanţul energetic, metodă cu caracter general de studiu şi de cercetare a maşinilor de forjat'' ; de prof. dr. ing. V. Moldovan şi ing I. Necrelescu. ,,Simularea curgerii metalului la matriţare pe modele de plexiglas'', de ing. S. Georgescu-Cocoş.

Au fost prezentate cu contribuţii importante din partea întreprinderilor, lucrări cu caracter aplicativ cum ar fi : ,,Matriţarea din semifabricat turnat a furcilor pentru cupla cardanică a maşinilor agricole'', de ing. A. Ciorbaru, ing. N. Vilceanu (IMU Medgidia) şi ing. M. Pridvornic ; ,,Cercetări cu privire la imprimarea la rece a matriţelor de forjă'', de ing. G. Memet, ing. I. Giacomelli şi ing. E. Bumbea (I. nr.2 — Braşov).

S-a evidenţiat astfel o întrepătrundere tot mai accentuată a preocupărilor unităţilor industriale, institutelor de cercetare, proiectare şi a celor de învăţămînt superior, pe linia integrării tuturor factorilor de specialitate în rezolvarea completă a problemelor de dezvoltare şi în scurtarea ciclurilor cercetare — producţie.

În încheierea lucrărilor sesiunii a ieşit în evidenţă creşterea ponderii cercetărilor aplicativ-orientate în colaborare strînsă între I.C.M. Reşiţa, I.P.A. Slatina, Întreprinderea ,,23 August'' — Bucureşti, IMGB, IUG Progresul — Brăila, IUCF Rîmnicu Vîlcea, pe de o parte şi I.C.P.T.S.C. Bucureşti împreună cu I.P. Cluj şi I. P. Bucureşti.

În final, consfătuirea a relevat direcţiile principale de urmat în domeniul cercetării tehnologice, orientate spre îmbunătăţirea calităţii produselor, reducerea consumului de metal şi energie şi îmbunătăţirea productivităţii şi a condiţiilor de lucru prin introducerea automatizării.

SUMAR

CZ ; 621.734.2
Tripşa, I, : **Problemele metalurgice ale asigurării lingourilor grele pentru forjarea pieselor de mare performanţă.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 566

CZ ; 621.9 ; 539.374
Vasiliu, A. : **Unele coordonate pentru o prognoză în domeniul prelucrării metalelor prin deformări plastice.**
Construcţiia de maşini, 27 (1975, nr. 12, p. 572

CZ ; 621.746.77 ; 669.15—194
Drăgan, N., Canta, Tr. : **Comportarea la deformare la cald a unor oţeluri inoxidabile rezistente la fluaj.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 57 8

CZ ; 621.983—2 ; 669.15—194
Georgescu-Cocoş, St. : **Mic comentariu privind matriţarea la cald a oţelului inoxidabil 22 VNbMoC 110.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 582

CZ ; 621.983—2
Georgescu -Cocoş, St. : **Simularea curgerii metalului la matriţarea cu metoda ,,Replay''.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 584

CZ ; 621.983—2
Drăgan, I., Dragoş, E. : **Unele consideraţii asupra matriţării semifabricatelor turnate din fontă cu grafit sferoidal.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 587

CZ ; 621.771.4
Drăgan, I., Popescu, A. V., Boer, N., Ghizdeanu, I., Herciu, I. : **Influenţa reciprocă a temperaturii, a vitezei şi a gradului de deformare asupra structurii semifabricatelor extrudate din aliaje de aluminiu.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 591

CZ ; 621.771.4
Teodorescu, M., Ţâru, E., Popescu, Dr., Mihăilă, P. : **Cercetări în vederea stabilirii presiunii şi forţei la extruziunea la rece a oţeluilui OLC 15.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 594

CZ ; 621.771.4
Popescu, A. V. : **Consideraţii asupra efectului extruziunii la cald şi a tragerii la rece, prin prisma teoriei dislocaţiilor.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 598

CZ ; 621.983
Georgescu-Cocoş, St., Gugui, Ed., Alexe, V. : **Măsurarea de precizie a temperaturii sub suprafaţa matriţei, în timpul matriţării.**
Construcţia de maşini, 27, (1975), nr. 12, p. 601

CZ ; 539.374 ; 621.983
Atanasiu, N. : **Influenţa vitezei de prelucrare la deformarea plastică a metalelor printr-o matriţă conică.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 604

CZ ; 621.746.77 ; 621
Mălureanu, I. : **Cercetări experimentale privind influenţa vitezei de deformaţie asupra rezistenţei de deformare la cald la unele oţeluri de carbon de calitate, folosite în construcţia de maşini.**
Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 610

CONTENTS

DC ; 621.734.2

Tripşa, I. : **Metallurgical problems of ensuring heavy ingots for forging high performance parts.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 566

DC ; 621.9 ; 539.374

Vasiliu, A. : **Certain forecast coordinates in the area of meta forming.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 572

DC ; 621.746.77 ; 669.15 – 194

Drăgan, N., Canta, Tr. : **Hotforming behaviour of certain creep resisting stainless steel.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 578

DC ; 621.983 – 2 ; 669,15 – 194

Georgescu-Cocoş, St. : **Brief comments on drop forging the 22 VNbMoC 110 stainless steel.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 582

DC ; 621.983 – 2

Georgescu-Cocoş, St. : **Simulation of metal flow in pressforming with the ,,Replay" method.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 584

DC: 621. 983 – 2

Drăgan, I., Dragoş, Eug. : **Certain considerations on pressforming blanks cast from nodular iron.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 587

DC ; 621.771.4

Drăgan, I., Popescu, A. V., Boer, N., Ghizdeanu, I., Herciu, I. : **Interaction of temperature, speed and deformation degree on the structure of blanks extruded from aluminium alloys.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 591

DC ; 621.771.4

Teodorescu, M., Ţâru, E., Popescu, Dr., Mihăilă, P. : **Researches for establishing pression and power at cold extrusion of the OLC 15 steel.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 594

DC ; 621.771.4

Popescu, A. V. : **Considerations on the effect of warm-extrusion and cold-drawing from the point of view of the dislocations theory.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 598

DC ; 621.983

Georgescu-Cocoş, St., Gugui, E. V., Alexe, V. : **Precision measurement of temperature under the die surface during drop forging.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 601

DC ; 539.374 ; 621.983

Atanasiu, N. : **Influence of metal forming speed through a tapered die.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 604

DC ; 621.746.77 ; 621

Mălureanu, I. : **Experimental researches concerning the influence of deformation speed on the heat deformation at certain high quality carbon steel used in machine construction.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, p. 610

SOMMAIRE

CD ; 621.734.2

Tripşa, I. : **Problèmes de métallurgie liées aux choix des lingots lourds nécessaires au forgeage des pièces de grande performance.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 12, p. 566

CD ; 621.9 ; 529.374

Vasiliu, A. : **Quelques coordonnées nécessaires à la prévision concernant l'usinage des métaux par fluage.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 12, p. 572

CD ; 621.746.77 ; 669.15 – 194

Drăgan, I., Canta, Tr. : **Comportement de certains aciers inoxidables résistants au fluage, lors de la déformation à chaud.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 12, p. 578

CD ; 621.983 – 2 ; 669.15 – 194

Georgescu-Cocoş, St. : **Bref commentaire sur l'étampage à chaud des aciers inoxidables 22 VNbMoC 110.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 12, p 582

CD ; 621.983 – 2

Georgescu-Cocoş, St. : **Simulation de l'écoulement du métal lors de l'étampage par la méthode ,,Replay".**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 12, p. 584

CD ; 621.983 – 2

Drăgan, I., Dragoş, Eug. : **Quelques considérations sur l'étampage des semi-produits coulés en fonte avec du graphite sphéroïdal.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 15, p 587

CD ; 621.771.4

Drăgan, I., Popescu, A. V., Boer, N., Ghizdeanu, I., Herciu, I. : **Influence réciproque de la température, de la vitesse et du degré de déformation sur la structure des semi-produits extrudés des alliages d'alluminium.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 12, p. 591

CD ; 621.771.4

Teodorescu, M., Ţâru, E., Popescu, D., Mihăilă, P. : **Recherches sur l'établissement de la pression et de la force lors de l'extrusion à froid de l'acier OLC 15.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 12, p. 594

CD ; 621.771.4

Popescu, A. V. : **Considérations sur l'éffet de l'extrusion à chaud et de l'étirage à froid, au point de vue de la théorie des dislocations.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 12, p. 598

CD ; 621.983

Georgescu-Cocoş, Şt., Gugui, Ed., Alexe, V. : **Mesures de précision de la température sous la surface de la moule lors de l'étampage.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 12, p. 601

CD ; 539.374 ; 621.983

Atanasiu, N. : **Influence de la vitesse d'usinage lors du fluage des métaux à travers une moule conique.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 12, p. 604

CD ; 621.746.77 ; 621

Mălureanu, I. : **Recherches expérimentales sur l'influence de la vitesse de déformation sur la résistence de déformation à chaud des aciers-carbone de haute qualité, utilisés dans l'industrie de constructions mécaniques.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), no. 12, p. 610

INHALTSVERZEICHNIS

DK ; 621.734.2

Tripşa, I. : **Metalurgische Fragen der Schwerblocksicherung für das Hammerschimie den von Hochleistungswerkstücken.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), Nr. 12, S. 566

DK ; 621.9 ; 539.374

Vasiliu, A. : **Einige Prognosekoordinaten im Gebiet der Metallverformung.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), Nr. 12, S. 572

DK ; 621.746.77 ; 669.15 – 194

Drăgan. I., Canta, Tr. : **Warmverformungsverhalten einiger kriechfesten nichtrostenden Stähle.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), Nr. 12, S. 578

DK ; 621.983 – 2 ; 669.15 – 194

Georgescu-Cocoş, St. : **Kleine Erläuterung über Heissprägung des nichtrostenden Stahls 22 VNbMoC 110.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), Nr. 12, S. 582

DK ; 621.983 – 2

Georgescu-Cocoş, St. : **Metallflussimulation bei der Prägung mit der ,,Replay'' Methode.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), Nr. 12, S. 584

DK ; 621.983 – 2

Drăgan, I., Dragoş, E. : **Einige Beträchtungen über Gusshalbzeugprägung aus Sphäroguss.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), Nr. 12, S. 587

DK ; 621.771.4

Drăgan, I., Popescu, A. V., Boer, N., Ghizdeanu, I., Herciu, I. : **Gegenseitiger Einfluss der Temperatur, der Geschwindigkeit und des Verformungsgrads auf die Struktur von Spritzhalbzeuge aus Alulegierungen.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), Nr. 12, S. 591

DK ; 621.771.4

Teodorescu, M., Târu, E., Popescu, Dr., Mihăilă, P. : **Forschungen für Druck- und Kraftbestimmung bei Kaltsprangpressen des OLC 15 Stahls.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), Nr, 12, S. 594

DK ; 621.771.4

Popescu, A. V. : **Betrachtungen über die Wirkung des Warmsprangpressens und des Kaltziehens gemäss der Anschauung der Dislokationstheorie.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), Nr. 12, S. 598

DK ; 621.983

Georgescu-Cocoş, St., Gugui E. V., Alexe, V. : **Genaue Temperaturmessung unter Gesenkoberfläche während Prägung.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), Nr. 12, S. 601

DK ; 539.374 ; 621.983

Atanasiu, N. : **Geschwindigkeitswirkung in Metallverformung durch kegelförmigen Stanze.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), Nr. 12, S. 604

DK ; 621.746.77 ; 621

Mălureanu, I. : **Experimentelle Forschungen betreffs der Wirkung von Verformungsgeschwindigkeit auf die Warmverformungsfestigkeit bei einiger hochwertigen, im Maschinenbau verwendeten Kohlenstoffstählen.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), Nr. 12, S. 610

СОДЕРЖАНИЕ

ДК ; 621.734.2

Трипша, И: **Металлургические проблемы страхования тяжёлых сутунк для проковки частей большого достижения.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, стр. 566

ДК ; 621.9 ; 539.374

Василиу, А **Некоторые координаты для прогноза в области обработки металлов с помощью пластических деформированией.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, стр. 572

ДК ;621.746.77 ; 669.15 – 194

Дрэган, Н., Канта, Тр.: **Допускание к деформированию в горячем состояний некоторых неокисляемых сталей сопротивляющиеся у ползучести.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, стр. 578

СТ ; 621.983 – 2 ; 669.15 – 194

Георгеску-Кокош, Ст.: **Маленький разговор по отношению к тёплой штамповке неокисляемого стали 22 VNbMo C 110**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, стр. 582

ДК ; 621.983 – 2

Георгеску- Кокош, Ст: **Симуляция текучести металла у штамповке с методом ,,Replay",**

Construcţia de maşini, 27 (1975)j. nr 12, стр. 584

ДК ; 621.771.4

Дрэган, И, Драгош, Е.: **Несколько соображения по отношению к штамповке полуфабрикатов литые из чугуна с сфероидальным графитом.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, стр. 587

ДК ; 621.771.4

Дрэган, И., Попеску, А. В., Боер Н., Гиздеану, И, Херчию И.: **Взаимное влияние температуры, скорости и степени деформирования на структуру полуфабрикатов выщиранные из алюминиевого сплава.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, стр. 591

ДК ; 621.771.4

Теодореску, М., Цыру Е., Попеску Др., Михэилэ П.: **Исследования для основания давления и силы на холодное выщирание стали OLC 15**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, стр. 594

ДК ; 621.983

Попеску, А. В.: **Соображения по отношению к еффекту тёплого выщирания и холодной протяжки металлов, в соответствий с теорией смещанией.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, стр. 598

ДК ; 621.983

Георгеску, Кокош, Ст., Гугуй, Е. В., Алексе, В.: **Точное измерение температуры под поверхностью штампа во время штамповки.**

Construcţia de maşini, 27 (9175), nr. 12, стр. 601

ДК: : 539.374 621. 983

Атанасиу Н.: **Влияние скорости обработки на пластическое деформирование металлов с коническим штампом.**

Construcţia de maşini, 27 (1975) nr. 12, стр. 604

ДК ; 621.746.77 ; 621

Мэлуреану, И.: **Экспериментальные исследования по отношению к влиянию скорости деформирования на сопротивление к тёплому деформированию некоторых углеродистых сталей высокого качества, использованные в машиностроение.**

Construcţia de maşini, 27 (1975), nr. 12, стр. 610

Cuvînt înainte

În ansamblul factorilor hotărîtori pentru realizarea și promovarea progresului tehnic, tehnologia deformărilor plastice a metalelor este determinantă în ceea ce privește calitatea produselor și obținerea unor indicatori tehnico-economici superiori. Imperativul folosirii judicioase și complete a tehnicii din dotarea actuală a uzinelor constructoare de mașini constituie o preocupare permanentă a conducerii de partid și de stat.

În programul Partidului Comunist Român, pe lîngă direcțiile de dezvoltare a metalurgiei, se prevede satisfacerea de către industria constructoare de mașini, într-un grad tot mai înalt, a cerințelor economiei naționale și participarea mai activă a acestui sector la cooperarea internațională.

În aceste condiții resursele pe care le oferă tehnologia deformării plastice a metalelor sînt esențiale atît pentru realizarea unor mașini și echipamente de înaltă performanță, cît și pentru o valorificare superioară a metalului. Pe această direcție este axată activitatea colectivului specializat în deformări plastice de la Institutul de cercetări și proiectări tehnologice pentru sectoare calde.

Participarea nemijlocită la lucrări de pregătire tehnologică pentru noi întreprinderi în curs de punere în funcțiune (forja integrată de la I.U.C.F Rîmnicu Vîlcea), optimizarea tehnologiilor de forjare (I.O.B. – Balș), asimilările de produse noi (motoare diesel navale, reductoare grele de putere, turboagregate de 330 MW), sînt numai cîteva din realizările acestui colectiv.

Perspectiva tehnologică este abordată prin cercetările privind matrițarea de precizie a danturii roților dințate, forjarea preformelor sinterizate, matrițarea aliajelor ușoare de înaltă rezistență pentru aviație, creșterea durabilității sculelor, ridicarea fiabilității lor și îmbunătățirea randamentelor energetice la încălzirea metalelor prin promovarea tehnicilor de deformare plastică la rece sau la temperaturi medii.

În prezent laboratorul are contracte cu peste 25 de întreprinderi din țară, printre care întreprinderi de prestigiu ca I.M.G. București, „23 August" – București, I.C.M. Reșița, „Vulcan" – București, „Tehnofrig" – Cluj, „I.M.A. Semănătoarea" – București, etc.

Baza materială de care dispunem – în continuă dezvoltare – permite experimentarea și demonstrarea soluțiilor tehnologice proprii și realizarea unui program de microproducție de o reală eficiență economică prin nivelul calitativ al produselor și efectul de străpungere tehnologică pe care le realizează.

Colaborarea cu catedrele de specialitate de la institutele politehnice din Cluj și București precum și programele anuale de specializare și reciclare organizate în institut asigură și desăvîrșesc sarcina integrării învățămînt-cercetare-industrie.

Prevederile de cooperare internațională și de export ale cincinalului viitor vor găsi sprijin competent din partea institutului nostru în conformitate cu angajamentele luate față de conducerea de partid și de stat și față de tovarășul secretar general Nicolae Ceaușescu personal cu ocazia vizitelor făcute în institut.

Acest număr al revistei „Construcția de mașini" înmănunchează o serie de lucrări prezentate la a V-a sesiune de comunicări științifice a forjorilor cu ocazia „Zilei constructorului de mașini".

Ing. Armand **VASILIU**
I.C.P.T.S.C. – București

DEFORMAREA PLASTICĂ A METALELOR

1. Baza materială și perspectivele de dezvoltare

CZ ; 621.734.2

Problemele metalurgice ale asigurării lingourilor grele pentru forjarea pieselor de mare performanță

Prof. dr. doc. ing. Iosif **TRIPȘA**

Directorul Institutului de cercetări și proiectări pentru sectoare calde (I.C.P.T.S.C.) – București

1. Progresul realizat în ultimii ani în diferitele domenii ale tehnicii și mai ales în fabricarea unor turbine și generatoare electrice pentru termo- sau atomocentrale a determinat creșterea greutății pieselor forjate produse în uzinele constructoare de mașini situate în fruntea tehnicii mondiale și care au depășit în ultimii cîțiva ani vechea limită tehnologică determinată de greutatea considerată maxim posibilă (300 de tone) pentru lingourile de oțel. Se produc astfel piese forjate cîntărind între 120 și 220 de tone și se pregătește trecerea la producerea pieselor forjate cu greutatea de pînă la 300 de tone. Mai multe tehnologii sînt în concurență pentru asigurarea producerii lingourilor mari de oțel pentru forjarea acestor piese.

Toate sînt dificile, ca orice noutate tehnică indiferent de domeniu, și în plus, toate sînt costisitoare, deoarece necesită investiții mari și programe îndelungate pentru punerea lor la punct în condiții industriale de fiabilitate. Studiul lor amănunțit este necesar inainte de a se lua o decizie cu privire la linia ce trebuie adoptată în țara noastră pentru asigurarea unei eficiențe economice maxime. Prima problemă la care este necesar să se răspundă este lămurirea cauzelor care determină imposibilitatea aplicării tehnologiei clasice de turnare și solidificare la lingouri cu greutatea mai mare de 300 de tone, considerată pînă de curînd drept limită tehnologică pe baza eșecului tuturor încercărilor de a o depăși.

Diferiți cercetători [1–4] au studiat aceste probleme și au stabilit influența greutății și formei lingoului asupra structurii, purității și proprietăților oțelului. Concluziile acestor lucrări arată că în lingourile mari se dezvoltă, pînă la dimensiuni inadmisibile, defectele interne (retasuri, porozități, segregații ș.a.) (fig. 1), provocate de desfășurarea într-o perioadă îndelungată a proceselor de solidificare, răcire și contracție, a căror durată este determinată chiar de greutatea mare a oțelului lichid turnat în lingotieră. Într-adevăr, dacă la lingourile de 30 de tone procesele de solidificare se încheie după circa șase ore și 30 de minute (fig. 2 [5]), în lingoul de 300 de tone aceste procese durează circa 60 de ore, în cele de 400 de tone circa 80 de ore, iar în cele de 500 de tone circa 100 de ore. Ca urmare, în lingourile mari de oțel se accentuează toate defectele interioare și mai ales segregația centrală, segregațiile

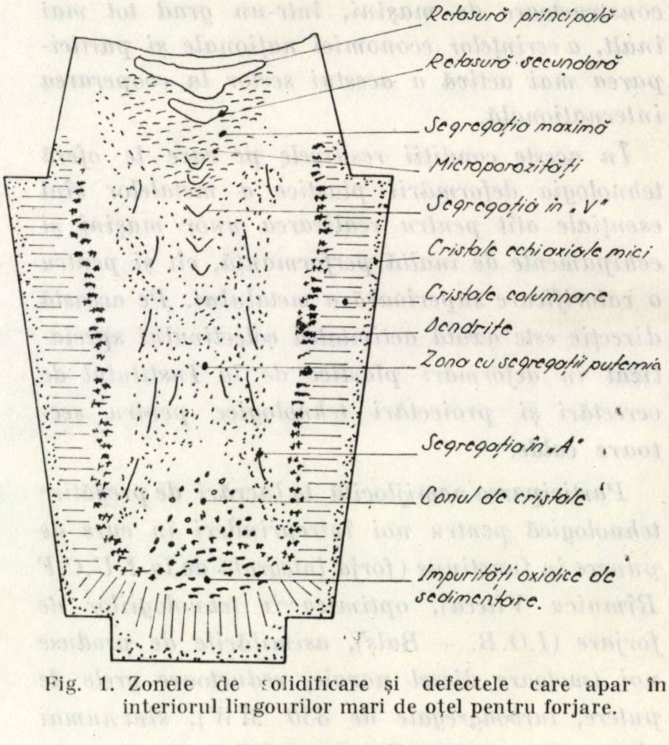


Fig. 1. Zonele de solidificare și defectele care apar în interiorul lingourilor mari de oțel pentru forjare.

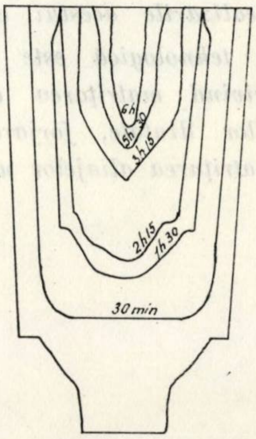


Fig. 2. Înaintarea frontului de solidificare în interiorul lingourilor de 30 de tone, determinată cu ajutorul adaosurilor de aliaj de aluminiu și iridiu radioactiv [5].

locale în *V* şi *A* şi acumulările de impurităţi în conul de cristale din piciorul lingoului şi în special în capul lingoului. Se accentuează de asemenea retasurile primare şi secundare, precum şi microretasurile şi porozitatea centrală a lingoului, toate acestea influenţînd în mod catastrofal asupra proprietăţilor oţelului şi făcîndu-l inutilizabil la producerea prin forjare a pieselor de mare răspundere destinate fabricării rotorilor de turbine şi generatoare electrice. Iată de ce în decursul a patru decenii (1930—1970) nu s-a putut depăşi greutatea de 300 de tone a lingourilor mari pentru forjă.

2. Primii care au reuşit să depăşească această limită tehnologică au fost specialiştii japonezi de la uzinele ,,Japan Steel Works Ltd'' din Muroran, care au turnat în anul 1971 primul lingou sănătos cu greutatea de 400 de tone [6], folosind în acest scop o tehnologie specială, amintită în literatura de specialitate cu denumirea **After Pouring**. Din puţinele date publicate asupra acestei tehnologii rezultă că lingoul se toarnă (fig. 3) din mai multe şarje de oţel, fiecare avînd alt conţinut de carbon şi anume :

— prima şarjă de 93 de tone are 0,30% C;
— a doua de 132 de tone are 0,25% C;
— a treia de 100 de tone are 0,23%C;
— a patra de 35 de tone are 0,18% C.

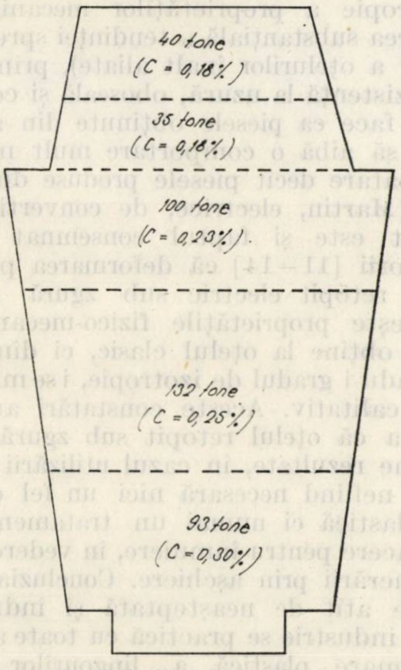


Fig. 3. Schema turnării din cinci şarje cu conţinut diferit de carbon a lingoului de oţel de 400 de tone prin tehnologia de **After Pouring**.

Aceste patru şarje se toarnă una după alta, fără nici o întrerupere, supunînd oţelul unei prelucrări în vid. Cele patru şarje de oţel turnate neîntrerupt totalizează 360 de tone. Ultimele 40 de tone cu 0,18% C se introduc după 20—24 de ore de la terminarea turnării neîntrerupte a primelor patru şarje. Turnarea ultimei şarje la un interval atît de mare de la terminarea turnării neîntrerupte a primelor patru şarje, care de fapt constituie noutatea tehnologiei **After Pouring**, este posibilă deoarece în acel moment aproape jumătate din cantitatea de oţel se găseşte încă lichidă în mijlocul lingoului care se solidifică (fig. 4). Rostul acestei ultime şarje de 40 de tone constă în diluarea în carbon şi alte elemente a topiturii mame impurificate în cursul solidificării anterioare a circa jumătate din cantitatea de oţel din lingou. Se revine astfel la compoziţia chimică prescrisă a oţelului, ceea ce diminuează în mare măsură posibilitatea accentuării defectelor din interiorul lingoului. În continuare, procesul de solidificare se încetineşte şi mai mult din cauza micşorării vitezei de îndepărtare a căldurii oţelului lichid prin cămaşa tot mai groasă de oţel solid. Ultima porţie de oţel se solidifică în capul lingoului după circa 80 de ore de la terminarea turnării neîntrerupte a primelor patru şarje de oţel.

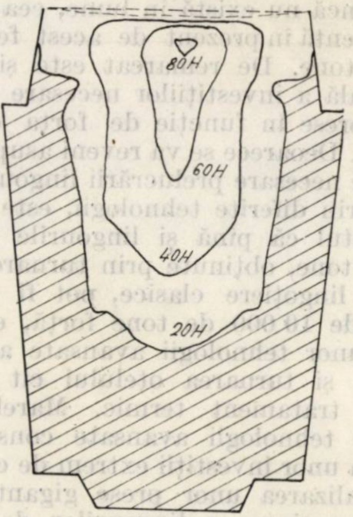


Fig. 4. Înaintarea frontului de solidificare în interiorul lingoului de 400 de tone, turnat prin tehnologia **After Pouring**.

Calitatea lingourilor de 400 de tone turnate după această tehnologie şi mai ales a pieselor (inclusiv rotori) forjate din ele a fost larg prezentată în literatura de specialitate, subliniindu-se satisfacerea integrală a exigenţelor constructorilor de echipamente energetice. Se apreciază că pînă în prezent prin această tehnologie s-au turnat în patru ani circa 100 de lingouri cu greutatea între 300 şi 400 de tone.

În septembrie 1974 uzina ,,Japan Steel Works Ltd'' din Muroran a turnat primele două lingouri de 500 de tone, destinate forjării unui rotor de generator electric pentru puterea de 2200—2400 MVA în greutate de 240 de tone [7] şi a anunţat că în anul 1975 va turna în total 17 de asemenea lingouri printr-o tehnologie perfecţionată, despre care însă nu s-au publicat nici un fel de date. Calitatea lingourilor, testată prin diferite metode, inclusiv cu ajutorul ultrasunetelor, cît şi a primelor două motoare, este satisfăcătoare, fapt confirmat şi de beneficiarul acestora, societatea vest-germană „Kraftwerk Union A.G."

Deosebit de interesantă este concluzia specialiştilor japonezi, care au demonstrat practic că pot prelucra lingourile de 500 de tone cu presa de 10 000 de tone, în timp ce în Europa se considera pînă nu de mult că lingourile de 400 de tone necesită prese de 40 000 de tone [8], care încă nu există în lume, cea mai mare presă existentă în prezent de acest fel fiind de 15 000 de tone. De remarcat este şi creşterea exponenţială a investiţiilor necesare construirii unei noi prese în funcţie de forţa dezvoltată de aceasta. Deoarece se va reveni asupra capacităţii presei necesare prelucrării lingourilor mari, produse prin diferite tehnologii, este util să se reţină faptul că pînă şi lingourile mari pînă la 500 de tone, obţinute prin turnarea oţelului lichid în lingotiere clasice, pot fi prelucrate pe prese de 10 000 de tone forţă, evident cu folosirea unor tehnologii avansate atît pentru elaborarea şi turnarea oţelului cît şi pentru forjare şi tratament termic. Marele avantaj al acestor tehnologii avansate constă tocmai în evitarea unor investiţii extrem de costisitoare pentru realizarea unor prese gigant, datorită calităţii superioare a lingourilor de oţel care permite renunţarea la prelucrarea lor cu coroiaje mari, limitînd valoarea coroiajului la 2.

3. Una din tehnologiile moderne pentru obţinerea lingourilor de oţel de calitate superioară, care permite o prelucrare cu un coroiaj şi mai mic, este retopirea electrică sub zgură a oţelului, procedeu pus la punct la Institutul „Paton" din Kiev – U.R.S.S. Datorită trecerii curentului electric, zgura lichidă (fig. 5) se încălzeşte la 1700–2000°C, capetele imersionate ale electrozilor consumabili se topesc, iar picăturile de oţel sînt puternic rafinate sub acţiunea zgurei bazice, după care se adună în cristalizatorul răcit cu apă, unde formează un lingou dens, lipsit de defectele întîlnite în lingourile clasice. Se obţin astfel în prezent lingouri cu secţiune pătrată, dreptunghiulară, rotundă sau cu altă formă, cu greutatea de la 0,5 la 80 de tone. În viitor se preconizează obţinerea unor lingouri retopite electric sub zgură cu greutatea de 300 de tone şi mai mult [9–10]. Calitatea superioară a oţelului retopit electric sub zgură se datorează micşorării conţinutului de sulf, oxigen şi elemente întîmplătoare (oligoelemente), precum şi micşorării de două-trei ori a conţinutului de incluziuni nemetalice şi uneori de gaze. Conţinutul celorlalte elemente chimice se păstrează practic la nivelul celui din electrozii consumabili retopiţi.

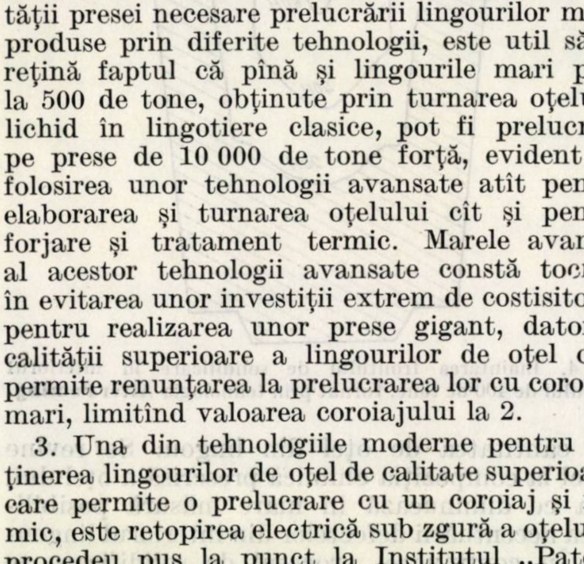


Fig. 5. Schema de principiu a procedeului de retopire electrică sub zgură a oţelului.

1 – electrodul consumabil; 2 – baia de zgură topită; 3 – baia metalică; 4 – cristalizorul răcit cu apă; 5 – lingoul obţinut; 6 – placa de bază.

Dimensiunea cristalelor din lingoul retopit electric sub zgură este mai mică, ceea ce alături de lipsa defectelor şi de compoziţia chimică asigură o substanţială îmbunătăţire a valorii caracteristicilor fizico-mecanice, care se situează la probele prelevate din lingoul retopit la nivelul obţinut de regulă pe barele laminate sau forjate, aşa cum rezultă din tabelul 1. În plus, oţelul retopit sub zgură este în stare de lingou caracterizat printr-un avansat grad de izotropie a proprietăţilor mecanice, prin micşorarea substanţială a tendinţei spre crăpare (inclusiv a oţelurilor înalt aliate), printr-o mai mare rezistenţă la uzură, oboseală şi coroziune, ceea ce face ca piesele obţinute din acest tip de oţel să aibă o comportare mult mai bună în exploatare decît piesele produse din oţeluri clasice (Martin, electrice, de convertizor). De remarcat este şi faptul consemnat de toţi cercetătorii [11–14] că deformarea plastică a oţelului retopit electric sub zgură nu-i îmbunătăţeşte proprietăţile fizico-mecanice, aşa cum se obţine la oţelul clasic, ci dimpotrivă, micşorîndu-i gradul de izotropie, i se micşorează nivelul calitativ. Aceste constatări au dus la concluzia că oţelul retopit sub zgură dă cele mai bune rezultate, în cazul utilizării în stare **turnată** nefiind necesară nici un fel de deformare plastică ci numai un tratament termic de recoacere pentru înmuiere, în vederea uşurării prelucrării prin aşchiere. Concluzia de mai sus este atît de neaşteptată şi îndrăzneaţă, încît în industrie se practică cu toate acestea şi o deformare plastică a lingourilor retopite electric sub zgură, dar la un coroiaj mult mai mic. Ţinînd seama şi de scoaterea pieselor forjate din lingoul retopit sub zgură, mai mare cu 33% decît din lingoul clasic, rezultă că pentru aceeaşi piesă forjată de circa 240 de tone este necesar un lingou retopit sub zgură de numai 300 de tone, faţă de lingoul **After Pouring** de 500 de tone [15]. Evident că lingoul de numai 300 de tone necesită la prelucrare o

Tabelul 1

Caracteristicile fizico-mecanice a oţelului ei 961 retopit sub zgură

Dimensiunile secţiunii transversale, mm	Coroiajul	r kgf/mm²	c kgf/mm²	%	%	A	kgf.m/cm²	B	Coeficientul de anizotropie $\frac{A+B}{2}$
Ø 425	Nedeformat	120,0 123,0	97,5 102,0	16,0 15,0	65,0 63,0	1,03	12,50 12,50	1,03	1,03
250×250	2,16	128,5 131,5	106,0 107,0	15,5 13,5	67,0 58,5	1,14	12,10 9,10	1,33	1,23
150×150	6,0	125,0 121,0	99,0 98,0	16,0 14,5	67,0 57,5	1,17	12,10 9,55	1,22	1,20
90×90	16,7	121,0 119,5	100,0 98,5	15,0 16,5	67,5 59,0	1,14	14,45 9,40	1,54	1,34

NOTA ; 1. La numărător se prezintă valorile pentru eşantioanele longitudinale, iar la numitor pentru cele transversale.
2. *A* şi *B* reprezintă raportul stricţiunei sau a rezilienţei pentru eşantioanele longitudinale şi transversale.

presă de putere mai mică decît lingoul de 500 de tone, cu atît mai mult cu cît valoarea coroiajului la lingoul retopit sub zgură poate fi mult mai mică. Se poate aprecia că lingoul retopit sub zgură de 300 de tone ar putea fi prelucrat pe prese de 6000 — 8000 de tone, ceea ce ar putea în principiu crea posibilitatea unei substanţiale reduceri a investiţiei în noile forje. Cu tot regretul trebuie însă să se constate că lingoul de 300 de tone retopit sub zgură nu se produce încă în lume, în timp ce lingouri „**After Pouring**" de 500 de tone se produc deja în Japonia. Chiar şi cea mai mare instalaţie de retopire electrică sub zgură, construită de firma „Leyboid-Heraeus" la uzinele Röchling-Burbach din R. F. Germania pentru lingouri de 165 de tone, se foloseşte în prezent (se pare că din lipsa unui pod rulant corespunzător) pentru producerea lingourilor de 80 de tone. Se poate întîmpla ca la diametre foarte mari (de 2000—3000 mm) răcirea cantităţii mari de oţel lichid să ridice complicate probleme şi în cazul lingourilor retopite sub zgură, mărind dimensiunea băii metalice lichide şi durata procesului de solidificare, ceea ce prezintă pericolul apariţiei unor defecte interioare inexistente în lingourile de pînă la 80 de tone retopite electric sub zgură.

4. O nouă posibilitate atrăgătoare o prezintă următoarea tehnologie care constă în producerea unor lingouri mari, clasice chiar şi fără aplicarea tehnologiei **After Pouring** prin îndepărtarea prin **trepanare** a părţii centrale cu defecte şi umplerea acesteia prin retopirea electrică sub zgură a unui electrod consumabil, cu aceeaşi compoziţie chimică, fără a se mai utiliza nici un cristalizator răcit cu apă (fig. 6 şi 7). În timpul retopirii electrice a zonei centrale se retopeşte şi o parte din peretele lingoului iniţial, ceea ce permite îndepărtarea numai a strictului necesar din centrul lingoului cu defecte de solidificare (fig. 8) şi reducerea preţului lingoului sănătos obţinut în final. De remarcat este de asemenea faptul că la instalaţiile existente de retopire electrică sub zgură, care pot produce lingouri cu greutatea pînă la 65 de tone, se pot realiza lingouri cu zona centrală retopită sub zgură cu greutatea finală pînă la 340 de tone şi de o calitate apropiată de cea pe care o aşteaptă specialiştii de la viitoarele lingouri de 300 de tone retopite sub

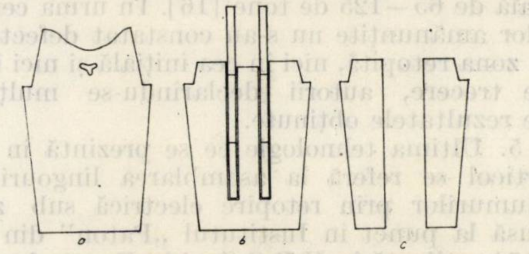


Fig. 6. Pregătirea lingoului clasic pentru procesul de retopire electrică sub zgură a zonei centrale :
a — secţiunea prin lingoul clasic iniţial ; b — îndepărtarea zonei centrale prin trepanare ; c — secţiunea lingoului gata pentru retopirea zonei centrale.

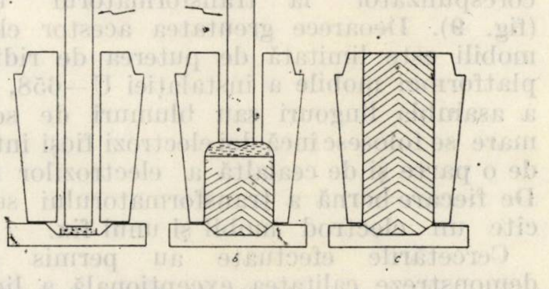


Fig. 7. Procesul de retopire electrică sub zgură a zonei centrale a lingoului ;
a — amorsarea procesului ; b — procesul stabilizat ; c — lingoul complet ; 1 — electrodul consumabil.

zgură. Procedeul cunoscut sub inițialele MHKW (Midvale-Heppenstall-Klöckner-Werke) a fost experimentat în R. F. Germania de firma „Klöckner" pe lingouri clasice cu greutatea inițială de 65–125 de tone [16]. În urma cercetărilor amănunțite nu s-au constatat defecte nici în zona retopită, nici în cea inițială și nici în cea de trecere, autorii declarîndu-se mulțumiți de rezultatele obținute.

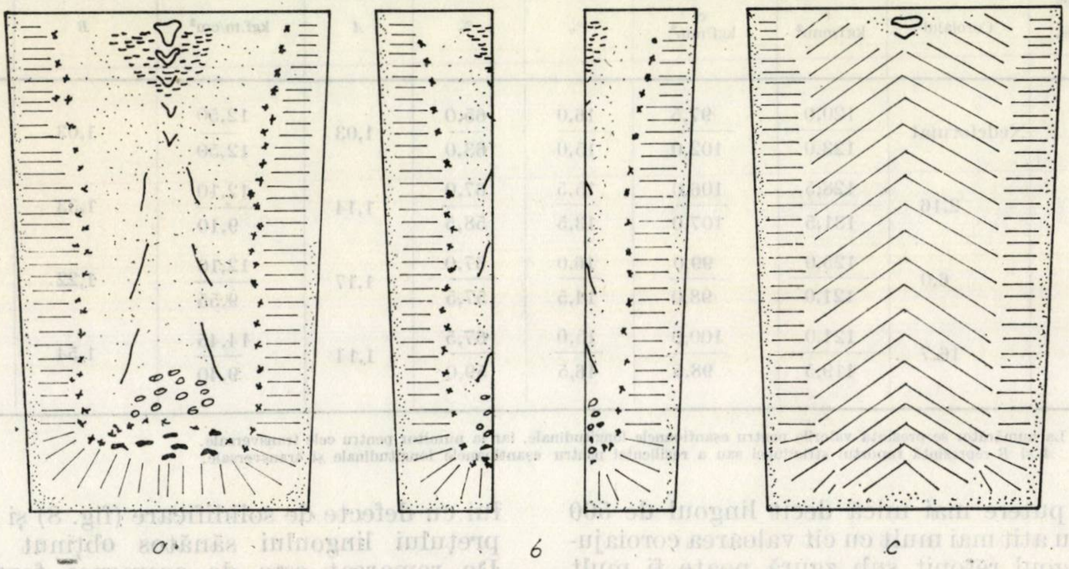


Fig. 8. Structura lingoului cu zona centrală retopită sub zgură:
a – lingoul inițial; b – după îndepărtarea zonei centrale; c – după terminarea retopirii zonei centrale.

5. Ultima tehnologie ce se prezintă în acest articol se referă la asamblarea lingourilor și blumurilor prin retopire electrică sub zgură, pusă la punct în Institutul „Paton" din Kiev [17], aplicată în U.R.S.S. și în Franța la uzinele „Creusot-Loire" [18], unde s-a montat în anul 1974 o instalație sovietică de asamblare prin retopire a lingourilor sau blumurilor de tip U–658. Această instalație funcționează după principiul retopirii bifilare, adică cu doi electrozi consumabili mobili cuplați în mod corespunzător la transformatorul electric (fig. 9). Deoarece greutatea acestor electrozi mobili este limitată de puterea de ridicare a platformei mobile a instalației U–658, pentru a asambla lingouri sau blumuri de secțiune mare se folosesc încă doi electrozi ficși introduși de o parte și de cealaltă a electrozilor mobili. De fiecare bornă a transformatorului se leagă cîte un electrod mobil și unul fix.

Cercetările efectuate au permis să se demonstreze calitatea excepțională a lingourilor și blumurilor asamblate prin această tehnologie pe diametre pînă la 2500 mm pentru producerea de rotoare cu greutatea eboșată de 182 de tone, după schema de fabricație prezentată în figura 10, în care se utilizează o presă de 7000 de tone. Pentru producerea rotoarelor de 250 de tone se preconizează asamblarea prin retopire a trei blumuri și folosirea unei prese de 9000 de tone.

6. Progresul tehnic își urmează cursul neobosit înainte și în domeniul producerii lingourilor mari pentru forjă, iar pe baza unor idei noi

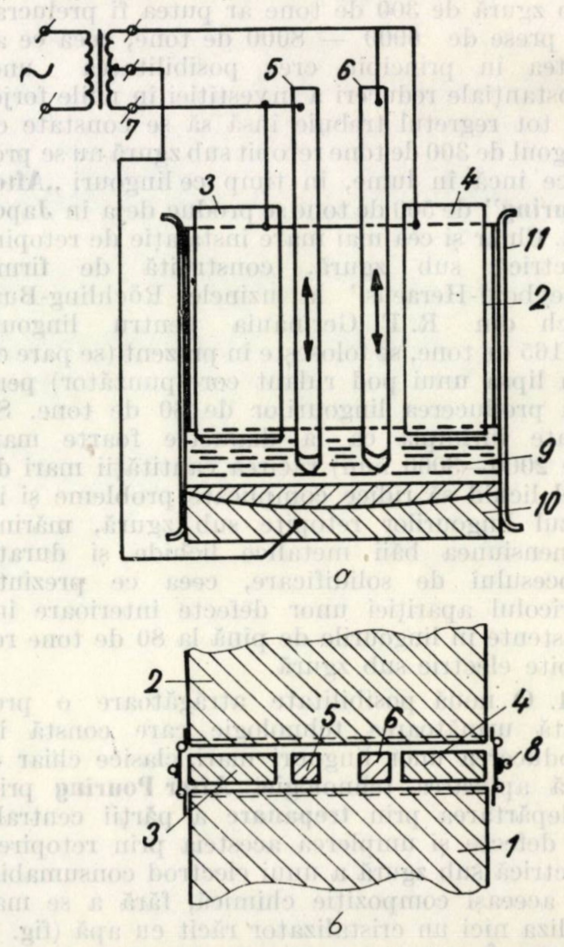


Fig. 9. Schema de principiu a asamblării lingourilor prin retopire electrică sub zgură:

a – secțiunea verticală; b – secțiunea orizontală; 1,2 – lingourile ce se asamblează; 3,4 – electrozii ficși; 5,6 – electrozii mobili; 7 – transformatorul electric; 8 – centurile din cupru, răcite cu apă; 9 – zgura topită; 10 – oțelul retopit solidificat.

se cercetează, în diferite faze în diferite țări, tehnologii care pot fi dintr-un punct sau altul de vedere mai atrăgătoare decît cele prezentate mai sus. Este însă momentul să se răspundă cu claritate că actuala etapă de dezvoltare a tehnologiilor metalurgice permite să se asigure lingourile mari de oțel necesare programului de dezvoltare a diferitelor ramuri ale economiei naționale, inclusiv energetica nucleară. În plus, se poate de asemenea afirma cu certitudine că se asigură prin tehnologiile descrise o asemenea calitate (superioară) a lingourilor mari încît să se renunțe la construcția unor prese gigant, presele cu pînă la 10 000 de tone forță fiind suficiente pentru deformarea acestor lingouri. Diferența mare între investițiile necesare preselor gigant și preselor de pînă la 10 000 de tone reprezintă unul din importantele avantaje economice ale noilor tehnologii de obținere a lingourilor mari de oțel. De remarcat este de asemenea faptul că noile tehnologii metalurgice prezentate mai sus pot fi folosite cu succes și la producerea unor lingouri de oțel de 130—200 de tone greutate, suficiente pentru fabricarea rotoarelor turbinelor de 600—800 MVA.

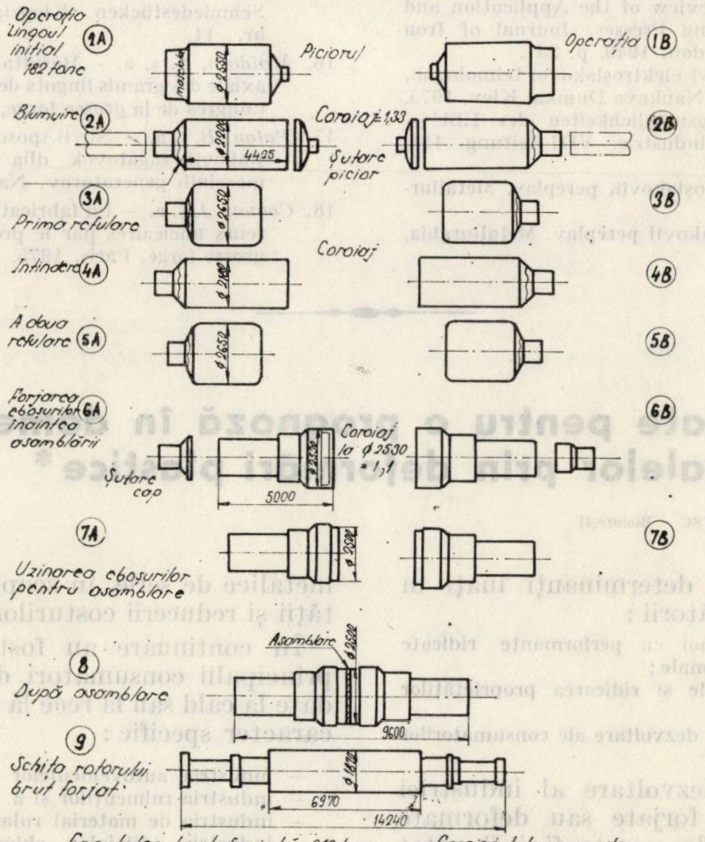

Operatia
Lingoul inițial 182 tone
1A
Piciorul
Operatia 1B
mașelotă
ø 2552
Blumuire 2A
Coroiaj = 1,33
2B
ø 2200
4425
Șutare picior
3A
3B
ø 2652
Prima refulare
Coroiaj
Întindere 4A
4B
ø 2100
A doua refulare 5A
5B
ø 2652
Forjarea eboșurilor 6A înaintea asamblării
6B
Coroiaj la ø 2530 = 1,1
ø 2530
Șutare cap
5000
7A
7B
ø 2500
Uzinarea eboșurilor pentru asamblare
Asamblare
ø 2500
8
După asamblare
9600
9
Schița rotorului brut forjat
ø 1800
6970
14240
Greutatea brut forjată : 218 tone.
Coroiajul la zona de asamblare : 1,1
Coroiajul total pe tăblie : 3,8.

Fig. 10. Schema de fabricație a rotoarelor de turbină cu greutatea eboșată de 182 de tone produse prin forjarea blumurilor asamblate prin retopire electrică.

În sfîrșit, noile tehnologii metalurgice prezentate mai sus pot fi folosite și la fabricarea altor produse decît lingourile, ca de exemplu țevi cu pereți groși, reactoare și armături pentru presiuni și temperaturi înalte ș. a., produse cerute de perfecționarea utilajelor tehnologice destinate multor ramuri economice. Prin aceasta, sectoarele calde din uzinele constructoare de mașini contribuie la progresul tehnic din întreaga economie națională, la afirmarea puternică în următorul cincinal, în toate domeniile, a revoluției științifico-tehnice pe pămîntul României socialiste.

BIBLIOGRAFIE

1. *Rău, A.* și *Tripșa, I.* — Metalurgia oțelului. Ed. didactică, București 1973.
2. *Tripșa, I.* ș. a. — Optimizarea turnării, solidificării și încălzirii lingourilor de oțel. Ed. tehnică, București, 1975.
3. *Marburg, E.* — Accelerated Solidification in Ingots. Transactions AIME. Vol. 197, New-York, 1953.
4. *Cooper, L.* — Advanced Technology for Producing Large Forging Ingots by Central Zone Remelting. Congrès de la grosse forge, Paris, 1975.
5. *Kohn, A.* — Antoradiographic Study of the Process of Solidification of Killed Steel Ingots, The Iron and Steel Institute London, 1967.

6. *Kawaguchi*, S. ș. a. — Forgings from Gigantic Ingot with 3550 mm (140 inch). Diameter and 400 Metric Ton (881,000 Lbs.). Weight. Sixth International Forgemasters Conference, Cherry Hill, 1972.
7. *Kawaguchi*, S. ș. a. — Challence to manufacture of large Forgings from 500. Metric Ton Steel Ingots. Congrès de la grosse forge, Paris, 1975.
8. *Sanderson*, *J.* ș. a. — A Review of the Application and Design of Heavy Forging Presses. Journal of Iron and Steel Institute, London, 1949, p. 231.
9. *Paton*, *B.* ș. a. — Perspectivî elektroșlakovoi tehnologhii, Pafinirninșcie pereplavî, Naukova Dumka, Kiev, 1975.
10. *Wahlster*, *M.* — Anwendungsmöglichkeiten des ESU — Verfarens in der Stahlindustrie. VDI-Zeitung 115, 1973, nr. 16.
11. *Medovar*, *B.* ș. a. — Elektroșlakovîi, pereplav. Metallurghizdat, Moskva, 1963.
12. *Lataș*, *I.* ș. a. — Elektroșlakovîi pereplav. Metallurghia, Moskva, 1970.
13. *Takada*, *H.* ș. a. — Rezultatî oțenki polucennîh electroșl a kovîm pereplavom i primenenie etih slitkov dl a pokovok. Naukova Dumka, Kiev, 1970.
14. *Tripșa*, *I.* — Folosirea buretelui de fier în tehnologiile de retopire electrică sub zgură a oțelului. În ,,Metalurgia'' nr. 12, București, 1975.
15. *Wahlster*, *M.* ș. a. — Beitrag zum ESU von schweren Schmiedestücken. Klepzig — Fachberichte, 81, 1973, nr. 11.
16. *Maidorn*, *C.* ș. a. — Résultats de la réfusion de la zone axiale des grands lingots de forge par le procédé MHKW. Congrès de la grosse forge, Paris, 1975.
17. *Paton*, *B.* ș. a. — Novîi sposob polucenia krupnîh elektroșlakovîh zagatovok dlia izgotovlenie rotorov sverhmoșcinîh generatorov. Naukova Dumka. Kiev, 1974.
18. *Comon*, *J.* ș. a. — La fabrication des gros rotors d'alternateurs nucléaires par le procédé A.B.R. Congrès de la grosse forge, Paris, 1975.

CZ : 621.9 ; 539.374

Unele coordonate pentru o prognoză în domeniul prelucrării metalelor prin deformări plastice*

Ing. Armand **VASILIU** — ICPTSC — București

O parte din factorii determinanți luați în considerare au fost următorii :

— asimilarea de produse noi cu performanțe ridicate bazate pe noi concepte funcționale ;

— apariția de noi materiale și ridicarea proprietăților celor existente ;

— direcțiile preferențiale de dezvoltare ale consumatorilor importanți de piese forjate.

Ritmul general de dezvoltare al industriei producătoare de piese forjate sau deformate plastic prin alte procedee poate fi influențat sensibil de următoarele noi perspective în domeniul fabricației de mașini și echipamente :

— creșterea puterii unitare a grupurilor turbogeneratoarelor de la 1800 MW în anul 1975 [1] la 2500 MW în anul 1980 [2]; dublarea capacităților de producție a acestora [2] și a importantului efort de cercetare exprimat prin cheltuieli alocate acestui domeniu (23% în anul 1972) [3];

— dezvoltările de mașini și echipamente grele de prelucrat solul în profunzime (instalații de foraj de mare adîncime, mașini de săpat și transportat pămîntul pentru canale de navigație, comunicații subterane etc.) ;

— mutația posibilă în producția de automobile prin asimilarea industrială a autovehiculului electric sau a altor sisteme de transport individual [4] precum și de prognoza moderării ritmului de creștere a producției de autoturisme în intervalul 1975—1980 în Statele Unite și în Europa occidentală (5) ;

— perfecționarea altor tehnici metalurgice și a altor materiale pentru producerea pieselor metalice de serie, în scopul creșterii productivității și reducerii costurilor de fabricație.

În continuare au fost luați în considerare principalii consumatori de piese forjate extrudate la cald sau la rece la care tehnologiile au un caracter specific :

— industria autovehiculelor și a tractoarelor ;
— industria rulmenților și a organelor de asamblare ;
— industria de material rulant ;
— industria utilajelor chimice, petroliere și miniere,
— industria utilajului energetic și a utilajelor foarte grele ;
— industria navală,
— industria aviatică ;
— industria electrotehnică.

1. Industria autovehiculelor și a tractoarelor

Acest sector este în ultima decadă cel mai important consumator de piese forjate, după cum rezultă din reprezentarea din figura 1.

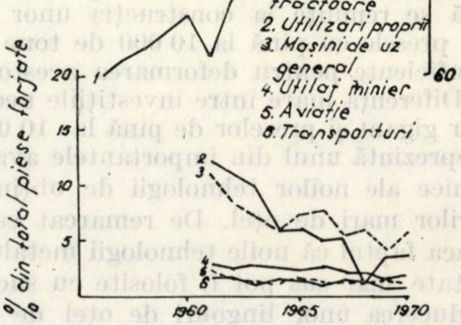


Fig. 1. Distribuția consumului de piese forjate pe sectoare industriale.

---

* Datele menționate în articol sînt cele publicate în literatura de specialitate, iar estimările aparțin exclusiv autorului.

La o structură a ponderii de piese forjate de 70—75 kg la autovehicul [6] o prognoză a creşterii producţiei de autovehicule dă creşteri impresionante în domeniul producţiei de piese forjate. Deci prognoza producţiei de autovehicule este însă strîns determinantă pentru o prognoză pertinentă a producţiei de forjate. Erori mici în acest domeniu influenţează considerabil producţia de forjate, care astfel depinde indirect de climatul economic şi de strategia generală de dezvoltare.

Cu toată această variaţie ciclică, industria a arătat o tendinţă de creştere cu o rată de 2,5% pe o durată lungă în Anglia [7] (fig. 2), iar pe plan mondial prevederea creşterii producţiei anuale de autovehicule este conform tabelei 1 [5].

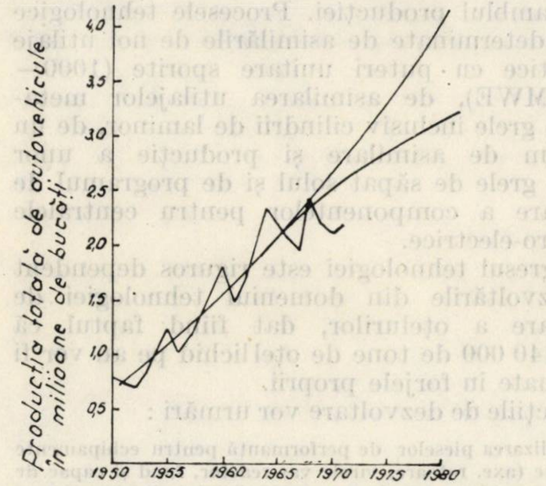


Fig. 2. Producţia de autovehicule în Marea Britanie.

Tabelul 1 (5)

Tara	buc × 10⁶			Creşterea anuală %		
	1970	1975	1980	1970	1975	1980
Total Europa occidentală	11,8	15,6	19,8	2,2	5,5	3,5
SUA	11,9	15,9	17,8	1,5	5,9	3,1

Un element de influenţă asupra ponderii pieselor forjate în structura unui autovehicul convenţional este convertirea actualelor piese forjate din construcţia acestora în piese obţinute prin alte tehnologii sau din alte materiale. Dacă la un automobil din clasa 1500—2000 cm³ repartiţia medie actuală a pieselor este cea din tabelul 2, o convertire probabilă a tehnicilor de fabricaţie a unor piese importante, previzibilă conform tabelei 3 şi reprezentării din figura 3, va duce la scăderea consumului de forjate pe autovehicul după o curbă ca în figura 4. După această reprezentare, o scădere medie de 0,5%/an va conduce la o cerere redusă cu 5% pe an şi autovehicul în anul 1980.

Tabelul 2 (% din greutate) după [8])

Metoda de fabricaţie ansamblu	motor	Cutia de viteze	Diferenţial suspensie
— piese turnate din fontă	66	25	42
— piese turnate din aliaje uşoare	7	32	—
— piese forjate (inclusiv arbore cotit)	16	25	22
— piese sinterizate	0,2	—	—
— alte elemente (electrice etc, exclusiv roţi şi cauciucuri)	7	2	23
— extrudate la rece	3	—	—

Ponderea producţiei de forjare destinate acestui sector la noi în ţară a fost în anul 1970 de 26%, scăzînd la 23% în anul 1975, şi considerînd tendinţele tehnologice din tabelul 3, va deveni de 18% în anul 1980. Această distribuţie corespunde şi repartiţiei de forjate pentru autovehicule în Statele Unite pentru perioada 1965—1968 [8]. Reprezentarea din figura 4 exprimă tendinţa generală de scădere relativă în continuare. Ponderea pieselor matriţate din totalul de forjate va creşte de la 93,5% la aproximativ 99% la noi în ţară.

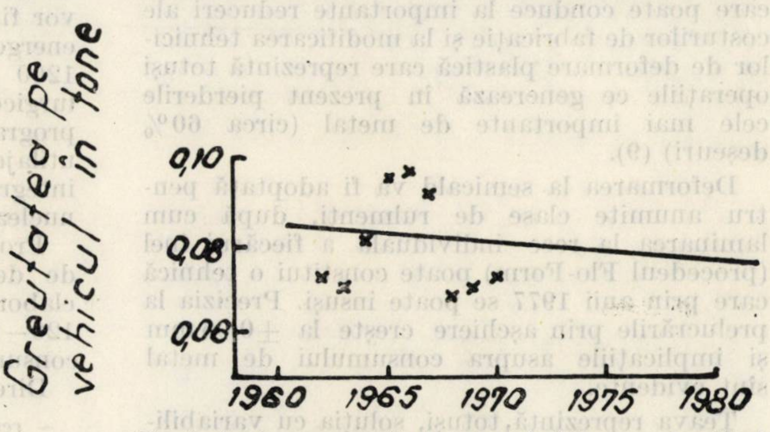


Fig. 3. Scăderea ponderii de piese forjate pe autovehicul pentru perioada 1960—1980.

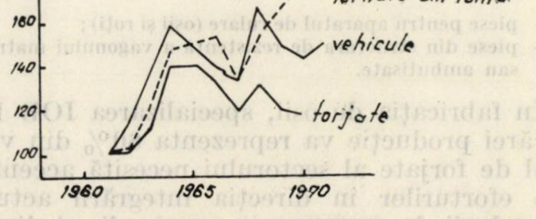


Fig. 4. Evoluţia ponderii pieselor forjate şi turnate pe autovehicul.

2. Industria rulmenţilor şi a organelor de asamblare

Pe plan mondial în anii '70 se semnalează un exces de capacitate la rulmenţi, rezultat dintr-o scădere a cererii [9].

În consecință, orientările eforturilor au fost dirijate spre:

- automatizarea producției;
- folosirea materialelor mai ieftine;
- creșterea durabilității rulmenților;
- reducerea pierderilor de metal;
- conducerea automată a proceselor.

Tehnici conexe care vor pătrunde în domeniul elaborării oțelurilor ca: degazarea în vid, procedeul inducție-vid (ASEA—SKF), topirea cu fasciculul de electroni (EBR) (10), turnarea continuă (URSS), elaborarea cu electrod consumabil sub strat de zgură (Paton) vor conduce la producția de rulmenți cu rezistență mai mare la oboseală, cu mai mare siguranță operativă și de o durabilitate sporită.

Oțelurile de cementare reprezintă o tendință care poate conduce la importante reduceri ale costurilor de fabricație și la modificarea tehnicilor de deformare plastică care reprezintă totuși operațiile ce generează în prezent pierderile cele mai importante de metal (circa 60% deșeuri) (9).

Deformarea la semicald va fi adoptată pentru anumite clase de rulmenți, după cum laminarea la rece individuală a fiecărui inel (procedeul Flo-Form) poate constitui o tehnică care prin anii 1977 se poate însuși. Precizia la prelucrările prin așchiere crește la ±0,06 mm și implicațiile asupra consumului de metal sînt evidente.

Țeava reprezintă, totuși, soluția cu variabilitatea cea mai extinsă și diversificarea dimensională a țevilor laminate va constitui baza evoluțiilor tehnologice în secțiile producătoare de rulmenți.

3. Industria de material rulant

Ponderea producției de forjat în acest sector (în tone) va crește datorită capacităților importante de producție de osii montate de la 10% în anul 1970 la 20% în anul 1975, scăzînd la 12% în anul 1980.

În acest sector, structura se poate clasifica în următoarele grupuri:

- piese pentru aparatul de rulare (osii și roți);
- piese din structura de rezistență a vagonului matrițate sau ambutisate.

În fabricația de osii, specializarea IOB Balș a cărei producție va reprezenta 80% din volumul de forjate al sectorului necesită accentuarea eforturilor în direcția integrării actualei tehnologii la parametrii maximali ai liniilor de fabricație existente, în condițiile asigurării diversificării sortimentale și tehnologice la nivelurile calitative impuse de diversele norme ale beneficiarilor externi. Această etapă va fi urmată de perfecționarea tehnologiilor, pe măsura creșterii experienței și asimilării în țară a utilajelor specializate.

4. Forje pentru utilaj chimic, petrolier și minier

Ponderea producției acestui sector va ajunge la 20% în anul 1980. Ponderea pieselor forjate liber este în acest sector încă mare (40—50%), dar noile capacități vor deplasa sensibil această pondere.

5. Industria utilajelor energetice și a utilajelor foarte grele

Producția forjatelor din acest sector se bazează aproape în exclusivitate (80—85%) pe piese forjate liber și a reprezentat în anul 1970 33% din volumul fabricației; ponderea sa va scădea în intervalul 1976—1980 la 20—22% în ansamblul producției. Procesele tehnologice vor fi determinate de asimilările de noi utilaje energetice cu puteri unitare sporite (1000—1200 MWE), de asimilarea utilajelor metalurgice grele inclusiv cilindrii de laminor, de un program de asimilare și producție a unor utilaje grele de săpat solul și de programul de integrare a componentelor pentru centralele nuclearo-electrice.

Progresul tehnologiei este riguros dependent de dezvoltările din domeniul tehnologiei de elaborare a oțelurilor, dat fiind faptul că 120—140 000 de tone de oțel lichid pe an vor fi consumate în forjele proprii.

Direcțiile de dezvoltare vor urmări:

- realizarea pieselor de performanță pentru echipamente energetice (axe, rotoare, virole vas reactor, fund și capac de vas reactor, placa tubulară a generatorului de abur, coturi forjate, virole cu ștuț etc..);
- forjarea pe prese cu comenzi integrate și manipulări mecanice;
- optimizarea proceselor și regimurilor de încălzire și a construcției cuptoarelor;
- perfecționarea metodelor de control ,,în process'' și finale.

6. Industria construcțiilor navale

Ponderea forjatelor în acest sector este restrînsă și nu se întrevăd decît dezvoltări dependente de programul de diversificare, fără implicații deosebite asupra tehnologiei de forjare.

7. Industria aviatică

Odată cu dezvoltarea aeronauticii în țara noastră într-un ritm superior ritmului economiei naționale, componentele deformate plastic urmează acest ritm. Astfel, într-un avion convențional de șapte tone greutate gol, ponderea aliajelor de aluminiu este de 75 ... 80%, consumul de aluminiu pe avion fiind de 25 de tone.

Piesele deformate plastic din aliaje de aluminiu tind să crească ca pondere, datorită înlocuirii construcțiilor sudate cu piese mari matrițate.

În această direcție se dezvoltă din ce în ce mai mult tehnica de matrițare de precizie, care impune folosirea preselor hidraulice de matrițare de forțe din ce în ce mai mari (30 000... 50 000 tf).

Totodată se vor dezvolta aliajele complexe (de exemplu 7079, Al-Cu-Mg-Zn-Ag) speciale pentru matrițare, cu rezistențe crescute, a căror aplicare are ca efect ușurarea construcției dar și creșterea prețului. Ca tehnici speciale în acest domeniu, mai ales la o serie mare, (peste 100 de bucăți) devine valabilă extruziunea în trepte a pieselor cu secțiune variabilă care înlocuiește într-o oarecare măsură matrițarea pieselor fără nervuri.

În privința pieselor din oțel se disting două grupuri mari :

— piese deformate la cald — în general matrițate,
— piese deformate la rece — organe speciale de asamblare.

Caracteristic acestor grupuri, le este folosirea materialelor de rezistențe din ce în ce mai mari și din ce în ce mai complexe ca aliaj, ceea ce are ca efect atît creșterea pretențiilor la deformarea la cald și la rece cu orientarea spre procedee de precizie, cît și creșterea rapidă a prețurilor odată cu scăderea greutăților unitare. În special la motoarele de avion folosirea materialelor înalt aliate, a superaliajelor, este aproape singura modalitate de rezolvare a problemelor ce se pun. Ca tehnici speciale folosite în acest domeniu se menționează matrițarea de precizie cu viteze și energii înalte a paletelor de turbină precum și calibrarea lor la rece tot pe utilaje cu viteze și energii înalte. Dezvoltarea tehnicilor și metodelor de control și testare va merge în paralel cu cercetările tehnologice de producere a pieselor prin deformare plastică.

8. Industria electrotehnică

Deși un mic consumator de piese forjate, acest sector prezintă interes pentru posibilitățile mari de saturație cu piese extrudate la rece și profile extrudate din neferoase.

De asemenea, trebuie să se aibă în vedere tipizarea tehnologiilor de fabricație la axele electromotoarelor prin introducerea mașinilor rotative de concepție proprie.

9. Alte sectoare consumatoare

Trebuie să se ia în considerare fabricația de bile pentru morile de ciment și instalațiile de preparare a minereurilor. Centralizarea fabricației și trecerea la laminare reprezintă o posibilitate de luat în considerare după analize economice corespunzătoare. În ansamblu, trebuie urmărit ca în cadrul creșterii producției de forjate, ponderile să se modifice în sensul scăderii producției cu valoare mică unitară (oțeluri de construcție etc.) și creșterii producției de valoare mare (aliaje neferoase, oțeluri și aliaje speciale conform modelului din figura 5 (11).

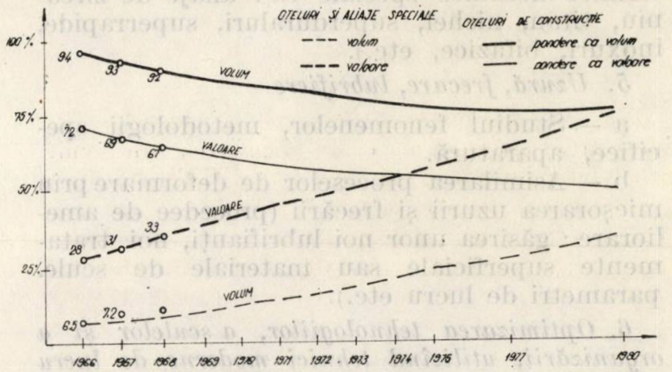


Fig. 5. Evoluția repartiției volumului producției de piese forjate și a valorii acestora pe două grupuri principale de materiale.

10. Principalele direcții de cercetare probabile

1. Îmbunătățirea plasticității materialelor metalice prin cercetări de :

a — Superplasticitate (fenomene, materiale, parametri)

b — Deformări cu iradiere de ultrasunete sau vibrații mecanice de joasă frecvență.

c — Corelarea dintre parametrii deformării plastice și transformărilor de fază cu și fără difuzie.

2. Studiul deformării plastice ca fenomen fizic :

a — Mecanisme, cinetică, termodinamică și modalități practice de reglare a acestora.

b — Consecințe și posibilități de ameliorare a tehnologiilor unor materiale greu deformabile prin modificarea mecanismului, a cineticii și a termodinamicii proceselor de deformare.

c — Fenomene și efecte provocate de deformare : ecruisare dinamică, statică, efect termic, efect endoelectric.

3. Modelarea fenomenelor și proceselor de deformare plastică

a — Materiale pentru modelare reproducînd proprietățile diverselor aliaje.

b — Stabilirea criteriilor de similitudine prioritare, secundare și a restricțiilor în modelarea proceselor tehnologice.

c — Stabilirea și verificarea unor metodologii experimentale de modelare, inclusiv aparatura necesară (în ideea dotării compartimentelor de cercetare aplicativă cu aparatură și instrucțiuni de desfășurare a lucrărilor).

4. Fundamentarea unor noi procese tehnologice de perspectivă

a — Matrițarea așchiilor în piese solicitate moderat.

b — Matrițarea semifabricatelor turnate și solidificarea sub presiune hidrostatică.

c — Deformare plastică și tratament termomecanic.

d — Tehnologii specifice unor materiale noi utilizate în tehnica nucleară și construcții aerospațiale (aliaje întecuite sau cu regimuri termice-mecanice speciale ca : aliaje de zirconiu, titan, nichel, superduraluri, superrapide, inoxuri, bifazice, etc.).

5. *Uzură, frecare, lubrifiere*

a — Studiul fenomenelor, metodologii specifice, aparatură.

b — Asimilarea proceselor de deformare prin micșorarea uzurii și frecării (procedee de ameliorare : găsirea unor noi lubrifianți, noi tratamente superficiale sau materiale de scule. parametri de lucru etc.).

6. *Optimizarea tehnologiilor, a sculelor și a organizării, utilizînd tehnici moderne de lucru*

a — Utilizarea calculatoarelor electronice în optimizarea activităților de concepție și administrare în forjă.

— Elaborarea algoritmilor tehnologici specifici.
— Codificarea pieselor, a utilajelor, a tehnologiilor și unificarea clasificărilor.
— Rezolvarea problemelor de optimizare în cazuri concrete.

b — Utilizarea fotoelasticității și a fotoplasticității în optimizarea sculelor și proceselor de deformare.

— Găsirea și producerea unor materiale cu caracteristici specifice.

— Stabilirea aparaturii și verificarea metodelor experimentale.

— Probleme de fotoelasticitate și plasticitate în plan și în spațiu.

c — Vizioplasticitatea.

d — Fractografii sterescopice și mecanica ruperilor.

7. *Aparatură de măsură și control specifică cercetărilor de deformare plastică* (înregistrarea fenomenelor tranzitorii, înregistrarea simultană a unui număr mare de parametri, metode, precizie, erori).

8. *Cercetări fundamentale și aplicative determinate de mutațiile calitative pe plan mondial.*

Mutațiile calitative care pot surveni în industria autovehiculelor sînt : expansiunea motorului rotativ (Wankel) care încorporează mai puțin metal decît motorul echivalent sau cu piston, și mai ales autovehiculul electric. O perspectivă a introducerii autovehiculului electric în zonele urbane în Italia pe perioada 1980—2000 este arătată în tabelul 4.

Dar condiționarea creată de problema acumulatorului face din probabilitatea extinderii mai de grabă o problemă de strategie administrativă. Alte mutații cantitative vor fi date de creșterea performanțelor și a preciziei pieselor turnate, de dezvoltarea maselor plastice, de sinterizarea și aducerea costurilor „compositelor" la nivelul acceptabile din punct de vedere economic. Pentru combaterea acestor efecte trebuie să se ia în considerare următoarele tehnici de lucru care sînt cercetate — la diverse stadii — pe plan mondial :

— matrițarea semifabricatelor turnate ;

— matrițarea sinterizatelor ;

— matrițarea la semicald ;

— procedeul „Rotaform" ;

— forjarea maselor plastice sau altor noi materiale ;

— cercetări privind tribologia deformărilor plastice și optimizarea lubrifianților și protecției la încălzire ;

— optimizarea oțelurilor de scule ;

— diversificarea și generalizarea utilizării sculelor din carburi metalice sinterizate ;

— execuția matrițelor turnate de precizie (Shaw sau Truprocess) ;

— extruziunea hidrostatică ;

— extruziunea cu vibrații mecanice sau cu ultrasunete ;

Tabelul 3 [6]

Ansamblul piesei	Metoda de fabricație		
	1962	1972	1977
MOTOR			
Volant	M	T	T
Bielă	M	M	T sau SM
Arbore cotit	M	T	T
Tachet	M	M	M.R.
Ax cu came	M	T	T
Culbutori	M	T	T
CUTIA DE VITEZE			
Pinionul principal	M	MR	MR
Ax de torsiune	M	MR	MR
Pinion	M	RC	RC
Roți intermediare	M	M	Rot.
Manșon sincron	M	M	SM
Ax sincron	M	L	SM
Pinion reversibil	M	M	M
Furci		M	M
AX CARDANIC			
Furca	M	T	T
Țeava furcii	M	M	T
Cruce cardanică	M	M	T
Flanșa cardanică	M	M	T
PUNTEA DIN SPATE			
Flanșă	M	M	SM
Pinion conic	M	MR	MR
Roata conică	M	M	SM
Roata laterală	M	M	SM
Coroana dințată	M	M	ROT
Semiax	M	M	M

M = matrițat la cald ; T = Turnat ; SM = sinterizat matrițat
MR = matrițat la rece. RC = rulare la cald, ROT = matrițat pe mașini rotative ; L = laminat.

Tabelul 4 [6]

Anul	Vehicule electrice	
	mii buc.	% din total
1980	95	10
1990	355	30
	780	60

— ambutisarea prin explozie;

— procedeul „cut-fast";

— sisteme mecanice şi automate manipulare, manevrare, alimentare, care vor evolua în etapa 1976—1980 în următoarele faze:

- ● adaptarea de sisteme simple cu conveior la forje convenţionale.
- ● introducerea manipulatoarelor şi altor sisteme de transport în forjele convenţionale.

9. Prognoză asupra dezvoltării tehnice a domeniului deformărilor plastice în ţara noastră

Criteriile de selecţie au la bază perfecţionarea procesului tehnologic în condiţiile creşterii performanţelor produselor şi a unei eficienţe economice maxime a activităţii industriale. În acest caz obiectivele dezvoltării tehnice în domeniul deformărilor plastice vor urmări valorificarea superioară a metalului prin:

1. Tehnologii de performanţă pentru echipamentele energetice, inclusiv nucleare.
2. Tehnologii de performanţă pentru programul aeronautic.
3. Optimizarea consumului de metal şi creşterea productivităţii în industria de serie.
4. Prelucrarea prin deformare plastică de noi materiale.

Priorităţile vor fi determinate de stadiile atinse în etapa 1976—1980 în prezent sugerînd ordinea 3, 2, 1, 4, a domeniilor de mai sus.

Principalele obiective tehnico-economice care urmează să se realizeze pe baza cercetării proprii vor fi:

— Realizarea pieselor de performanţă pentru industria aviatică.

— Realizarea părţilor grele din centralele nucleаro-electrice.

— Optimizarea balanţei de metal în secţiile prelucrătoare.

— Ridicarea standardului de calificare în secţiile de deformare plastică şi eliberarea parţială a forţei de muncă din aceste sectoare, pe seama automatizărilor.

10. Efecte ştiinţifice posibile asupra ramurii construcţiilor de maşini şi altor domenii

Ridicarea calităţii pieselor forjate, pătrunderea sinterizatelor forjate şi a maselor plastice de mare rezistenţă vor modifica anumite concepte în cercetarea şi realizarea organelor de maşini. Metalurgia va fi influenţată de cererea de oţeluri de scule de înaltă rezistenţă, de necesitatea continuă a obţinerii de materiale metalice de puritate şi de diversificarea şi rafinarea producţiei de pulberi metalice. Rezultatele cercetărilor în domeniul noilor surse de energie pot influenţa structura utilajelor şi balanţele energetice în foraje. Cercetarea chimică va fi solicitată în domeniul lubrifianţilor pentru sarcini grele şi a polimerilor de înaltă rezistenţă.

11. Efecte sociale

Creşterea nivelului tehnic şi introducerea automatizărilor în secţiile de forjă va reduce numărul de salariaţi ocupaţi în aceste procese de producţie, dar va ridica standardele necesare de pregătire profesională.

Programatori, matematicieni şi specialişti în psihologia muncii şi ergonomie vor face parte din echipele de coordonare a sectoarelor mari specializate şi vor completa compartimentele de cercetare. Reducerea efortului fizic va crea potenţiale suplimentare de energii şi timp, care vor fi utilizate pentru studii, culturalizare şi în general pentru ridicarea nivelului de instruire la toate nivelurile de salariaţi. Reciclări frecvente şi rotaţii pe locurile de muncă vor constitui metode de plurispecializare a personalului de toate gradele.

11. Concluzii şi propuneri

1. Orientarea programelor de cercetare spre domeniile cu avans în ţările dezvoltate sau cu perspective de introducere ca urmare a cercetărilor în curs.
2. Formarea de grupuri specializate în proiectarea de mecanisme, sisteme de automatizare pentru operaţiile grele.
3. Corelarea programelor de cercetare din domeniul de noi metale şi aliaje, pulberi metalice, lubrifianţi, mase plastice cu programele tehnologice în domeniul deformărilor plastice.
4. Introducerea de sisteme centralizate de programare, conducere, gestiune a producţiei în secţiile specializate.
5. Dezvoltarea laboratorului de deformări plastice la nivelul de atelier pilot — cu dotări industriale — pentru experimentarea la scară largă a propriilor tehnologii şi microproducţie pentru produse în cantităţi submaximale şi de valoare mare pentru industrie.
6. Lărgirea sferei de specialitate a compartimentului prin acordarea de domenii conexe ca:

   — fizica metalului
   — rezistenţa materialelor
   — termotehnică
   — tribologie
   — zgomot şi vibraţii
   — metale şi aliaje speciale
   — încercarea materialelor
   — tehnica măsurării
   — construcţia de utilaje.

7. Continuarea integrării personalului din învăţămîntul superior prin programe unitare de cercetare şi proiectare.
8. Acţiuni de specializare internă şi externă pe bază de reciprocitate.
9. Dotarea cu aparatură de cercetare şi utilaje-pilot pentru crearea unor condiţii de cercetare aprofundată a fenomenelor şi proceselor tehnologice.
10. Dotarea şi organizarea unei capacităţi de expertizare-măsurare-testare mobilă pentru intervenţii directe în industrie.

11. Realizarea unui sistem informaţional şi de prelucrare a datelor specifice şi asigurarea băncii de date economice, tehnice, documentare.

12. Repartizarea şi cooptarea selectivă a personalului de cercetare numai după stagii controlate în industrie.

13. Crearea în întreprinderile importante a unor grupuri de cercetare axate pe specialitatea majoră a acestora, care să lucreze sub îndrumarea metodologică a institutului, asigurînd concepţia unitară pentru categoria respectivă de tehnologii sau proiecte.

14. Tipizarea sculelor şi centralizarea execuţiei acestora la nivel de ramură.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * Trend (R.S.C.) 2, nr. 1/ian. 1970.
2. * * * Electrical world nr. 5/1970.
3. * * * B.I.K.I. (U.R.S.S.) nr. 133/5 nov. 1970.
4. * * * Technische Rundschau (R.F.G) nr. 1/1971.
5. * * * Favracque, J. C. – ,,Dix ans d'expansion pour l'automobile europeène ,,în'' L'usine Nouvelle (Fr) oct. 1970.
6. *Rogers, S. E., Thomas, A.* ,,Drop forging past achievements and future prospects'' – în Metallurgia and Metal Forming nr. 8–9 aug./sept. 1973.
7. *Foster, J.E.* – Metal Progress sept. 1967.
Metal forming, nr. 1/1969 nr. 3, 9 şi 12/1970.
9. *Mullins, P. J.* – ,,Bearing Makers seek for new methods and material in Iron Age Metalworking. International IAMI nr. 11/1972.
10. *Schafţ G.* – Ultrareiner Stahl – Ed. ESW 1969
Forging Industry Association's anual report – USA 1959

---

2. Progrese în matriţare

CZ. : 621.746.77 ; 669.15-194

Comportarea la deformare la cald a unor oţeluri inoxidabile rezistente la fluaj

Prof. dr. ing. Ioan **DRĂGAN** ; ing. **Traian CANTA** – Institutul politehnic – Cluj-Napoca

Conţinutul lucrării

Legat de comportarea de deformare la cald a oţelurilor inoxidabile 22 VNbMoC 110 şi 16 VWMoC 120, oţeluri în curs de asimilare la noi în ţară, se menţionează că nu este precizat domeniul de temperatură optim pentru forjare din lingou şi nu sînt date referitoare la mărimea rezistenţei de deformare şi a deformabilităţii la temperatura de forjare. Nu se cunoaşte de asemenea modul în care rezistenţa la deformare şi deformabilitate sînt influenţate de viteza de deformare. Din încercările de forjare efectuate la Întreprinderea de maşini grele – Bucureşti pe cele două oţeluri s-a constatat apariţia unor fisuri pe suprafaţa lingourilor în prima fază a forjării, fisuri care se propagau în masa lingoului în timpul deformării, avînd ca urmare rebutarea unui mare număr de semifabricate forjate.

Făcînd comparaţie cu alte mărci similare, rezultă că cele două mărci au compoziţia apropiată (tabelul 1) de oţelul american AISI 422. Pentru acest oţel, unele întreprinderi utilizează domeniul 1150–925°C, iar altele recomandă intervalul 1100–960°C [5]. Trebuie precizat însă că mici modificări în conţinut la aceste oţeluri pot provoca modificări sensibile în ceea ce priveşte comportarea lor la deformare.

Condiţii de lucru

Pentru determinarea caracteristicilor de deformare la cald ale celor două oţeluri s-a utilizat metoda răsucirii, care permite obţinerea unor grade de deformare relativ mari faţă de celelalte metode şi viteze de deformare constante pe durata încercărilor. Epruvetele de răsucire [7] au fost realizate prin prelucrare mecanică din bare forjate. Unele probe au fost supuse înainte de încercarea la torsiune unui tratament termic de recoacere completă :

a) încălzire la 880°C ;
b) menţinere la 880°C – 30 de minute ;
c) răcire lentă cu cuptorul (50°C/oră) pînă la 100°C şi apoi răcire în aer.

Tabelul 1

Nr. crt.	Marca	Compoziţia chimică în procente de greutate											
		C	Mn	Si	Ni	Cr	Ma	W	V	Nb	S	P	Fe
marca 1	22 VNbMo C 110	0,17 0,25	max. 1	max. 0,8	max. 1	10–12	0,6 1,115		0,1 – 0,4	0,2 0,6	max. 0,025	max 0,03	diferenţa
marca 2	16 VWMC C 120	0,12 0,20	max. 1	max. 0,8	max. 1	1–13	0,85 1,25	0,35 1,15	0,2 0,45	–	max. 0,025	max. 0,03	diferenţa
–	422 AISI	0,2	0,65	0,5	0,75	12	–	1	0,3	–	max. 0,02	max. 0,03	diferenţa

Încălzirea epruvetelor s-a realizat într-un cuptor electric tubular cu rezistoare. Încercările s-au făcut pe maşina de încercat prin răsucire la cald, descrisă pe larg în lucrări anterioare [1].

Măsurarea rezistenţei la deformare

Efortul tangenţial maxim τ_{max} s-a calculat din momentul maxim de răsucire M_{max} înregistrat la începutul încercării :

$$\tau_{max} = \frac{(3+m)\ M_{max}}{2\ \pi\ R^3}$$

unde m este un coeficient care exprimă sensibilitatea rezistenţei la deformare faţă de viteza de deformare, avînd valorile 0,1 la t = 900°C şi $m = 0{,}2$ la t = 1100°C şi variind liniar în acest domeniu de temperaturi [6], iar R este raza porţiunii deformabile a epruvetei.

Măsurarea deformabilităţii

Aprecierea deformabilităţii s-a făcut prin numărul de răsuciri pînă la rupere. În cursul încercărilor de răsucire la cald cu menţinerea fixă a lungimii epruvetelor au apărut şi eforturi axiale de tracţiune cu valori maxime pînă la 1,4 daN/mm², precum şi eforturi de compresiune de 0,8 daN/mm², care influenţează măsurarea deformabilităţii.

Numărul de răsuciri corectat n_c care ţine seama de influenţa forţelor axiale se exprimă cu relaţia [7] :

$$n_c = n_x\left(1 + c_x\,\frac{\sigma}{\tau}\right)$$

unde :

n_x este numărul de răsuciri înregistrat pînă la ruperea epruvetei ;

c_x — coeficientul care ţine seama de material ($c_x \approx 2{,}5$) ;

σ — efortul axial mediu apărut în epruvetă în timpul deformării prin răsucire ;

τ — efortul tangenţial calculat din momentul de răsucire mediu.

Pentru a vedea influenţa vitezei de deformare asupra deformabilităţii s-au deformat cîteva epruvete la t = 950°C cu vitezele de răsucire date în tabelul 1.

Tabelul 1

N rot/min	22	60	251
$\dot{\varphi}$ [s^{-1}]	0,29	0,79	3,3

Majoritatea epruvetelor au fost deformate la $N = 22$ rot/min, deci la viteza de deformare $\dot{\varphi} = 0{,}29\ s^{-1}$, care este similară vitezei medii de deformare realizate la presa de 6000 tf de la Întreprinderea de maşini grele — Bucureşti, pentru începutul întinderii unui lingou cu latura de 500 mm şi la o viteză de lucru a presei $v = 0{,}1$ m/s $\left(\dot{\varepsilon} = \frac{v}{h_0} = 0{,}2\ s^{-1}\right.$ ceea ce conduce la o viteză de deformare prin răsucire, conform criteriului tangenţial maxim $\dot{\varphi} = 1{,}5$, $\left.\dot{\varepsilon} = 0{,}3\ s^{-1}\right)$.

Simularea prin încercare de răsucire a procesului termic şi mecanic de la forjarea pe presă

S-a încălzit proba la temperatura t = 1000°C cu o menţinere de 10 minute, urmată de deforma-

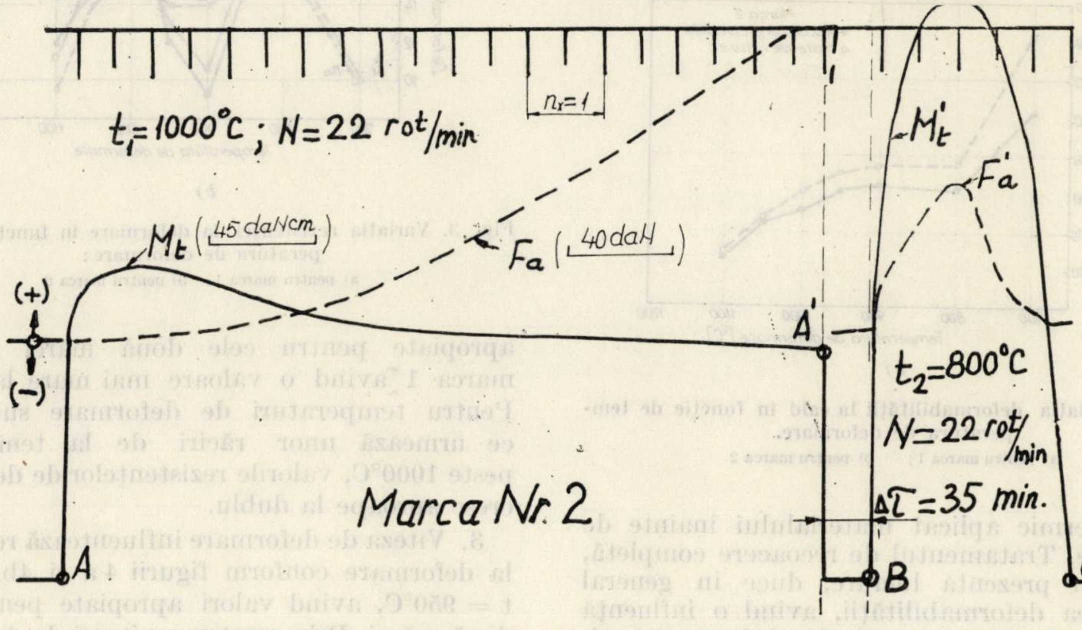


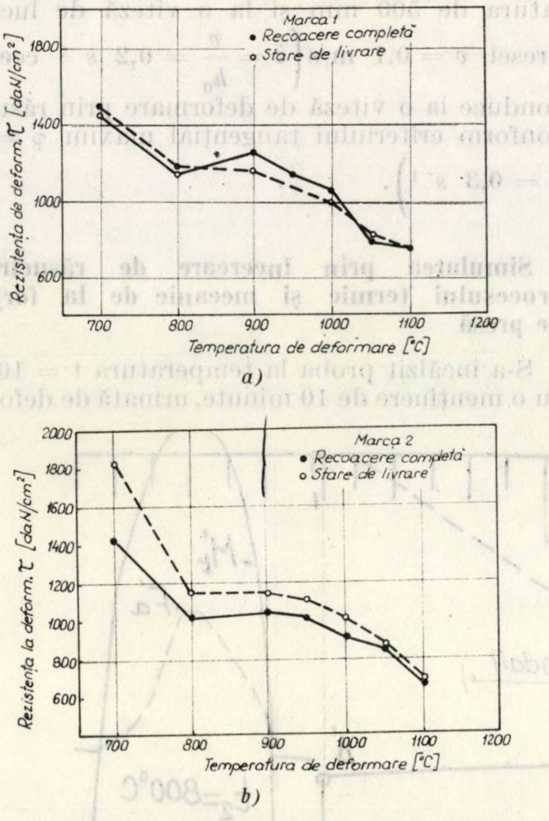
Fig. 1. Oscilograma ciclului termo-mecanic de simulare prin răsucire la cald a deformării.

rea prin răsucire cu $n_x = 10$ rot, la $t_1 = 1000°C$ începînd deformarea în A şi continuată pînă în A', unde s-a oprit răsucirea şi s-a descărcat proba (fig. 1). Proba astfel deformată s-a răcit împreună cu cuptorul (7°C/min) pînă la $t_2 = 800°C$, urmînd o nouă deformare în domeniul $B-B'$ cu $n_x = 2$ rot.

Din figura 1 rezultă că valoarea momentului de răsucire M' a crescut considerabil la $t_2 = 800°C$, rezultînd o rezistenţă la deformare $\tau = 2000$ daN/cm² faţă de $\tau = 1000$ daN/cm², obţinută la deformarea cu încălzirea directă la t = 800°C. Deformabilitatea a scăzut brusc la $n'_x = 2$ rot. faţă de $n_x = 16$ rot la 1000°C şi $n_x = 17$ rot la deformarea cu încălzire directă la 800°C.

Concluzii

1. Deformabilitatea (capacitatea de deformare) la cald a celor două mărci de oţeluri exprimată prin numărul de rotaţii la rupere variază cu temperatura conform diagramelor din figura 2 a şi 2 b şi este influenţată de tratamentul termic aplicat materialului înainte de deformare. Tratamentul de recoacere completă, indicat în prezenta lucrare, duce în general la mărirea deformabilităţii, avînd o influenţă mai mare la temperaturi de deformare sub 900°C mai ales pentru marca 2. Deformabilitatea este maximă la deformarea cu încălzire la 1000°C şi respectiv la 800°C, este minimă la 900°C pentru ambele mărci de oţeluri şi scade brusc la 800°C dacă probele sînt încălzite la 1000—1100°C, deformate şi apoi răcite la 800°C, unde sînt deformate pînă la rupere, aceasta limitînd temperatura de sfîrşit de forjare la 950°C din cauza transformărilor alotropice care au loc chiar şi la răcirea în aer a acestor oţeluri.



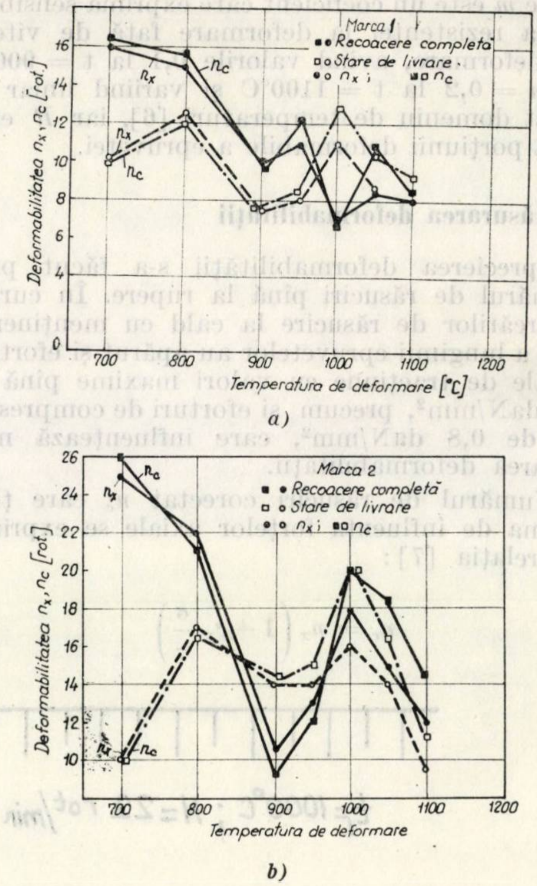
a)

b)

Fig. 2. Variaţia deformabilităţii la cald în funcţie de temperatura de deformare.

a) pentru marca 1 ; b) pentru marca 2

2. Rezistenţa la deformare τ variază cu temperatura de deformare conform diagramelor prezentate în figurile 3a şi 3b şi are valori apropiate pentru cele două mărci de oţel, marca 1 avînd o valoare mai mare la 900°C. Pentru temperaturi de deformare sub 900°C ce urmează unor răciri de la temperaturi peste 1000°C, valorile rezistenţelor de deformare cresc aproape la dublu.



a)

b)

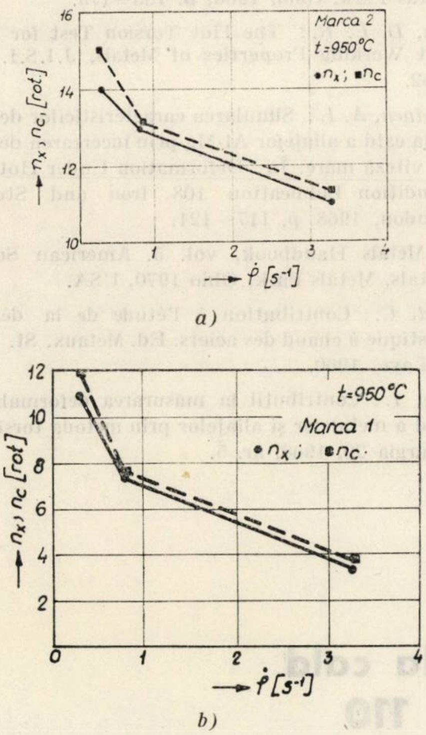
Fig. 3. Variaţia rezistenţei la deformare în funcţie de temperatura de deformare :

a) pentru marca 1 ; b) pentru marca 2

3. Viteza de deformare influenţează rezistenţa la deformare conform figurii 4 a şi 4b, pentru t = 950°C, avînd valori apropiate pentru cele două mărci. Prin creşterea vitezei de deformare

de la 0,25 s^{-1} (N = 22 rot/min) la 3,3 s^{-1} (N = = 251 rot/min) rezistența la deformare crește cu 40 %.

4. Deformabilitatea scade odată cu creșterea vitezei de deformare conform figurii 5 a și 5b, scădere în deformabilitate care se explică prin viteza mică de recristalizare a acestui oțel la temperatura de deformare utilizată.

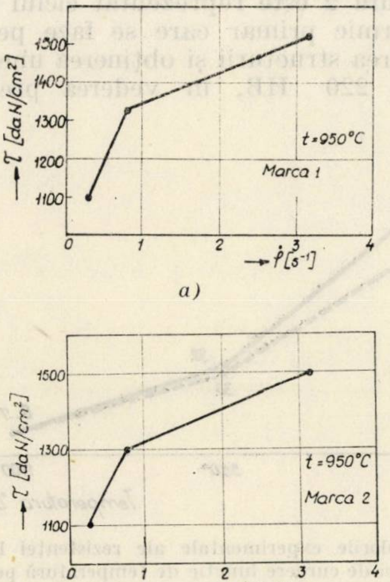


a)

b)

Fig. 4. Variația rezistenței la deformare prin răsucire τ – la t = 950°C – în funcție de viteza de deformare:

a) pentru marca 1 ; b) pentru marca 2



a)

b)

Fig. 5. Variația deformabilității n_x, n_c, în funcție de viteza de deformare la răsucire la cald pentru t = 950°C.

a) pentru marca 1 ; b) pentru marca 2

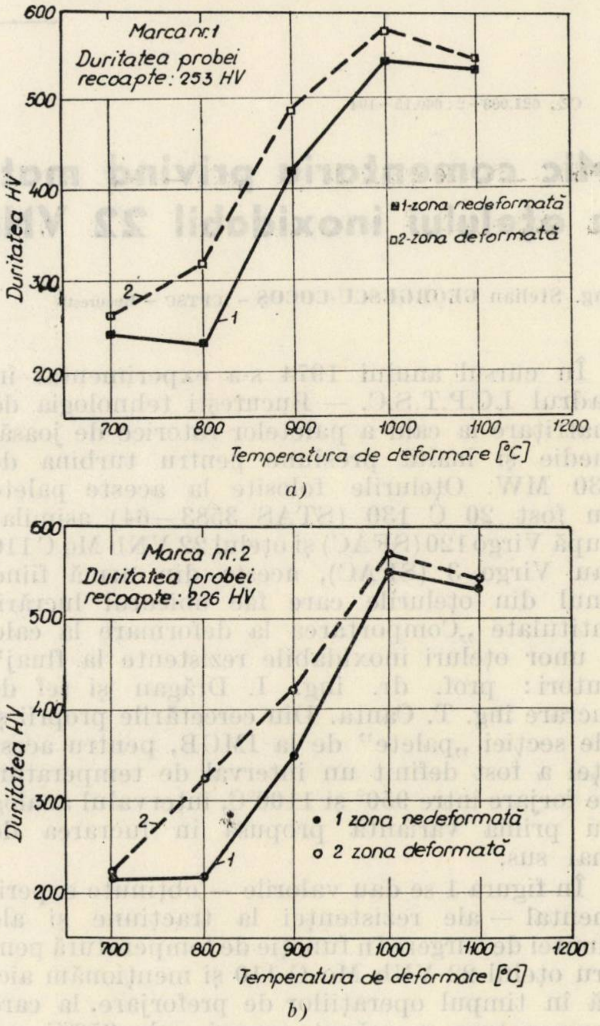
Propuneri privind regimul de forjare

Domeniul optim al temperaturilor de forjare la cele două oțeluri este :

Varianta I.

1). Temperatura de început de forjare t_1 = = 1100°C. Depășirea acestei temperaturi duce la apariția feritei δ și deci la micșorarea deformabilității, creînd posibilitatea apariției fisurilor în timpul deformării.

2). Temperatura de sfîrșit a forjării t_2 = = 950°C. Continuarea forjării sub această temperatură duce la apariția unor fisuri exterioare, deoarece în jurul acestei temperaturi are loc o transformare alotropică (la ambele, oțeluri), apărînd o fază cu deformabilitate redusă. Pentru continuarea forjării, materialul se va încălzi



a)

b)

Fig. 6. Variația durității probelor deformate prin răsucire la cald în funcție de temperatura de deformare.

a) pentru marca 1 ; b) pentru marca 2

din nou pînă la $t_1 = 1100°C$. Gradele de deformare parţiale ce se pot realiza în acest domeniu se limitează la:

$$\varepsilon = \frac{\Delta h}{h_0} = 20 - 30\%$$

Varianta a II-a.

1. Încălzirea lingoului la $t_1 = 830°C$, începerea deformării la $t_1 = 800-810°C$ şi continuarea forjării pînă la $t_2 = 650-700°C$. Depăşirea temperaturii de încălzire $t = 830°C$ duce la reducerea bruscă a deformabilităţii. Valoarea inferioară temperaturii t_2 de sfîrşit de forjare se limitează de mărimea piesei forjate prin capacitatea presei şi mărimea gradului de forjare realizat (care pentru oţelul marca 1 poate fi mai mare decît cel realizat la temperaturi mai ridicate). Trebuie semnalat că duritatea rezultată în urma deformării la temperaturi joase este mai mică decît cea rezultată la deformarea la temperaturi ridicate (fig. 6 a şi b).

BIBLIOGRAFIE

1. *Drăgan, I.*: Contribuţii la studiul deformabilităţii la cald a metalelor şi aliajelor prin metoda torsiunii. Disertaţie. Institutul politehnic – Cluj, 1965.

2. *Tegart, W. J. McG.*: The Role of ductility in Hot Working. In: Ductility, American Society for Metals, Metas Park, Ohio, 1968, p. 133–175.

3. *Hughes, D. E. R.*: The Hot Torsion Test for Assessing Hot Working Properties of Metals, J.I.S.I., V. 170, 1952.

4. *Kemppinen, A. I.*: Simularea caracteristicilor de deformare la cald a aliajelor Al-Mg prin încercarea de întindere cu viteză mare. În: Deformation Under Hot Working Condition Publication 108, Iron and Steel Inst., London, 1968, p. 117–121.

5. * * * Metals Handbook, vol. 5. American Society for Metals, Metals Park, Ohio 1970, USA.

6. *Rossard, C.*: Contribution à l'étude de la déformation plastique à chaud des aciers. Ed. Métaux, St. Germain-en Laye, 1960.

7. *Drăgan, I.*: Contribuţii la măsurarea deformabilităţii la cald a metalelor şi aliajelor prin metoda torsiunii. Metalurgia 20, 1968, nr. 5.

* * *

CZ: 621.983–2; 669.15–194

Mic comentariu privind matriţarea la cald a oţelului inoxidabil 22 VNb Mo C 110

Ing. Stelian **GEORGESCU-COCOŞ** – ICPTSC – Bucureşti

În cursul anului 1974 s-a experimentat în cadrul I.C.P.T.S.C. – Bucureşti tehnologia de matriţare la cald a paletelor rotorice de joasă, medie şi înaltă presiune pentru turbina de 330 MW. Oţelurile folosite la aceste palete au fost 20 C 130 (STAS 3583–64) asimilat după Virgo 120 (SFAC) şi oţelul 22 VNb Mo C 110 sau Virgo 3 (SFAC), acesta din urmă fiind unul din oţelurile care fac obiectul lucrării intitulate „Comportarea la deformare la cald a unor oţeluri inoxidabile rezistente la fluaj" autori: prof. dr. ing. I. Drăgan şi şef de lucrare ing. T. Canta. Din cercetările proprii şi ale secţiei „palete" de la IMGB, pentru acest oţel a fost definit un interval de temperaturi de forjare între 950° şi 1100°C, intervalul analog cu prima variantă propusă în lucrarea de mai sus.

În figura 1 se dau valorile – obţinute experimental – ale rezistenţei la tracţiune şi ale limitei de curgere în funcţie de temperatură pentru oţelul 22 VNb Mo C 110 şi menţionăm aici că în timpul operaţiilor de preforjare, la care temperatura a scăzut uneori sub 950°C, s-a observat că în acest caz deformabilitatea scade foarte mult.

În figura 2 este reprezentat ciclul de tratament termic primar care se face pentru îmbunătăţirea structurii şi obţinerea unei durităţi de circa 220 HB, în vederea prelucrărilor mecanice ulterioare. Diagrama este însoţită de structurile metalografice puse în evidenţă la fiecare secvenţă tehnologică. Deoarece în con-

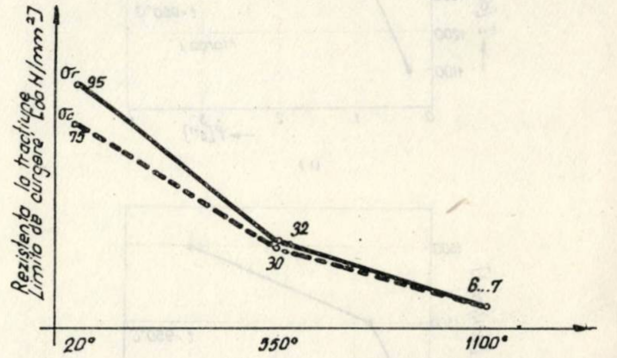
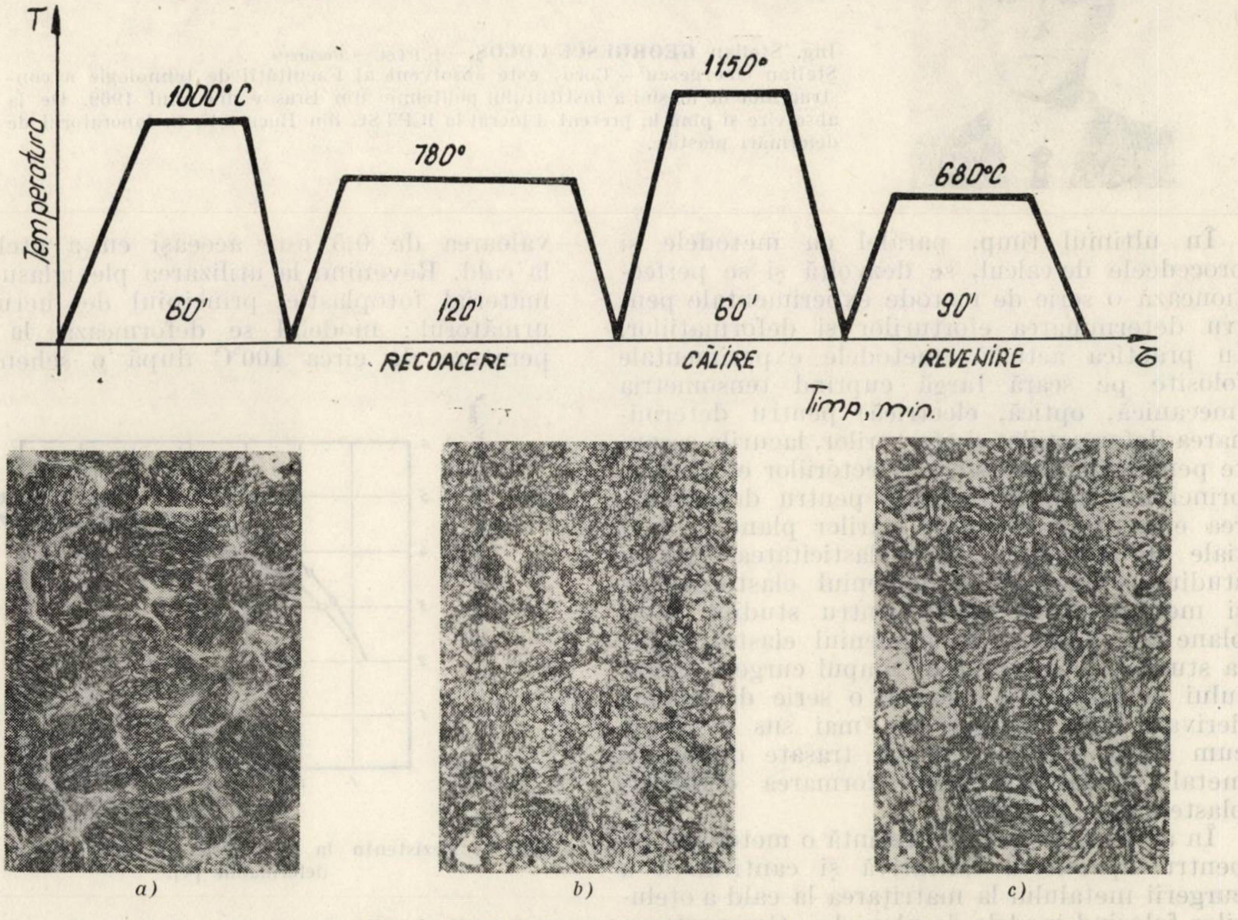


Fig. 1. Valorile experimentale ale rezistenţei la tracţiune şi ale limitei de curgere funcţie de temperatură pentru oţelul 22 VNb Mo C 110.

formitate cu rezultatele autorilor menţionaţi o deformare la temperatura de 800° ± 30°C oferă o structură cu duritate asemănătoare, potrivită pentru prelucrări mecanice, iar rezistenţa la deformare la aceste temperaturi este satisfăcătoare, rezultă că la acest oţel s-ar putea aplica în mod eficient o tehnologie de matriţare la semicald. Prin aplicarea acestei tehnologii poate fi evitat fenomenul de apariţie a benzilor de ferită δ, fenomen prezent la depăşirea valorii de 1100°C pentru temperatura de încălzire de forjare, benzi depistate la control magnaflux şi care duc la rebutarea lotului. Totodată se elimină şi inconvenientul apariţiei stratului foarte aderent de ţunder care poate atinge grosimi de 1,0 ... 1,5 mm la aceste valori ale temperaturii. Se scoate astfel în evidenţă în acest comentariu faptul că experimentările făcute pe piese reale confirmă rezultatele obţinute în laborator ale lucrării amintite.

Prezenţa celui de-al doilea interval de forjare, în jur de 800°C, determinat pe epruvete de torsiune, poate constitui un punct de pornire pentru o tehnologie de matriţare la semicald a acestui oţel în paletele rotorice de turbină.



a)

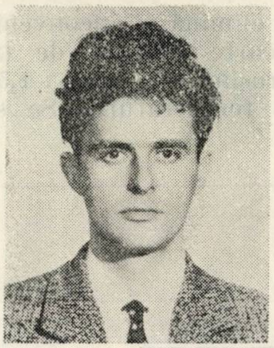
b)

c)

Fig. 2. Ciclul de tratament termic primar.

a – Structură de forjare. Reţeaua de carburi aproape continuă şi grosolană la limita de grăunţe. Material de bază ; structură bainitică aciculară. b – Structură de călire (constituită din bainită superioară lipsită de fineţe ; aspect acicular pronunţat). c – Structură de revenire (constituită din bainită superioară fină).

* * *



CZ: 621.983-2

Simularea curgerii metalului la matrițarea cu metoda „Replay”

Ing. Stelian **GEORGESCU-COCOȘ** – ICPTSC – București

Stelian Georgescu — Cocoș este absolvent al Facultății de tehnologie a construcțiilor de mașini a Institutului politehnic din Brașov din anul 1969. De la absolvire și pînă în prezent a lucrat la ICPTSC din București, în laboratorul de deformări plastice.

În ultimul timp, paralel cu metodele și procedeele de calcul, se dezvoltă și se perfecționează o serie de metode experimentale pentru determinarea eforturilor și deformațiilor. În practica actuală, metodele experimentale folosite pe scară largă cuprind tensometria (mecanică, optică, electrică) pentru determinarea deformațiilor și eforturilor, lacurile casante pentru determinarea traiectoriilor eforturilor principale, fotoelasticitatea pentru determinarea eforturilor în cazul stărilor plane și spațiale de tensiuni, cromoplasticitatea pentru studiul comportării în domeniul elasto-plastic, și metoda moiré-urilor pentru studiul stării plane de eforturi. În domeniul elasto-plastic, la studiul deplasărilor în timpul curgerii metalului la forjare se folosesc o serie de tehnici derivate din metodele de mai sus și altele cum ar fi tehnica rețelelor trasate direct pe metal, modelarea prin deformarea cerurilor, plastelinelor și altele.

În această lucrare se prezintă o metodă nouă pentru aprecierea calitativă și cantitativă a curgerii metalului la matrițarea la cald a oțelurilor folosind modele de plexiglas. Comportarea la cald a oțelurilor se poate exprima în mod simplificat într-o diagramă „rezistență la deformare — deformație” și în figura 1 se dau cîteva astfel de curbe, după diverși autori. Se poate observa că în jurul temperaturii de forjare, cca 1000°C, peste o anumită valoare a deformației relative curba prezintă un palier a cărei poziție depinde numai de viteza de deformare caracteristică unui anumit utilaj de forjă. Materialul pentru modelarea acestei comportări trebuie să prezinte o curbă asemănătoare, iar coeficientul lui Poisson pentru acest material să aibă valori apropiate de ale oțelurilor.

Plexiglasul este un material studiat și acceptat din acest punct de vedere, existînd un criteriu de similitudine folosit în fotoplasticitate și cromoplasticitate. Așa cum se poate vedea în figura 2, curbele efort-deformație au o alură aproape identică comparativ cu diagramele pentru oțeluri, iar în figura 3 coeficientul lui Poisson are valori în jur de 0,35–0,37, ceea ce reprezintă o abatere relativă de 15% față de cel al oțelurilor, dar la deformații mari valoarea de 0,5 este aceeași cu a oțelurilor la cald. Revenind la utilizarea plexiglasului ca material fotoplastic, principiul de lucru este următorul: modelul se deformează la temperatura de circa 100°C după o schemă de deformare asemănătoare celei reale și prin răcirea modelului („înghețare”) sub sarcină se fixează starea de tensiuni și deformații. Prin tăiere în felii după direcțiile care interesează se obțin probe, care așezate în lumină polarizată

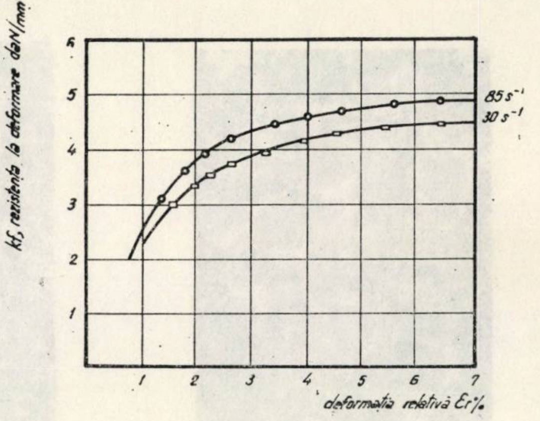


Fig. 1. Rezistența la deformare la cald a unor oțeluri deformabile [4].

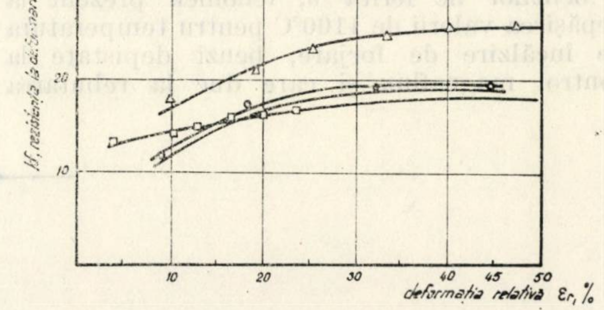


Fig. 2. Rezistența la deformarea a plexiglasului funcție de deformație și de viteza de deformare [3].

pun în evidență prin franje alb-negru — izocline și izopahe — iar în lumină albă prin franje colorate-izocromatice. Interpretarea acestor linii permite determinarea stării de tensiuni și deformații în stare deformată.

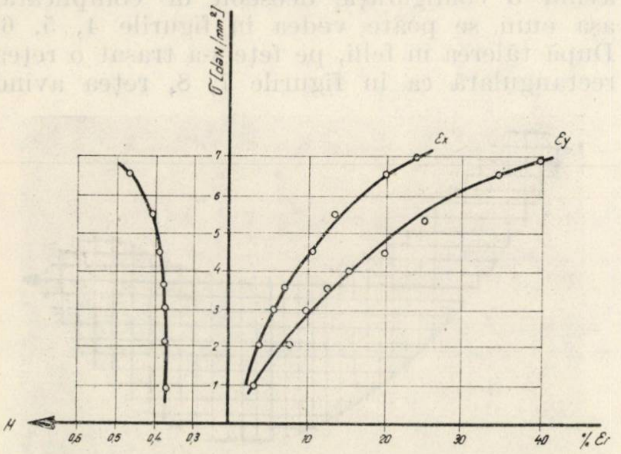


Fig. 3. Evoluția în timpul deformării a deformațiilor specifice pe două direcții perpendiculare și a valorii coeficientului Poisson la tracțiune pe o epruvetă din plexiglas [2].

Proprietatea de diferențiere optică a plexiglasului se explică prin structura primară continuă, formată dintr-o fază elastică și un material fuzibil, de umplutură, ca fază fluidă-vîscoasă.

Prin încărcarea la temperatură, faza elastică se poate deforma relativ liber, fără a fi împiedicată de faza vîscoasă, a cărei viscozitate la temperatura ridicată se micșorează foarte mult, dar odată cu scăderea temperaturii — mărindu-și viscozitatea — împiedică revenirea fazei elastice în poziția inițială.

Modelul **înghețat** prezintă o proprietate interesantă neexploatată încă, folosită în această cercetare, și anume faptul că mecanismul descris mai sus este perfect reversibil, în sensul că după fixarea deformației, prin încălzire, se micșorează din nou rezistența fazei vîscoase, iar faza elastică provoacă revenirea în starea anterioară deformării. Tensiunile remanente în faza elastică se dovedesc suficient de puternice pentru ca forma după revenire să aibă abateri neglijabile față de forma inițială. Rezultă deci că se poate vorbi despre trei stări ale modelului de plexiglas și anume :

— **starea neutră** inițială cînd nu există deformații și nici tensiuni ;

— **starea deformată** cînd este fixată starea de tensiuni și deformații ;

— **starea revenită** cînd este parcurs drumul invers încercării și nu mai există deformații sau tensiuni.

Primele două stări sînt folosite de fotoplasticitate și cromoplasticitate, cea de-a treia de metoda REPLAY și face obiectul acestui articol.

Modelul în stare deformată **înghețată** se taie după direcțiile care interesează (fig. 4) și pe fețele plane se trasează o rețea de zgîrieturi sau linii (fig. 7, 8). Prin revenire aceste linii se deplasează conform deplasărilor materialului, formînd o configurație nouă.

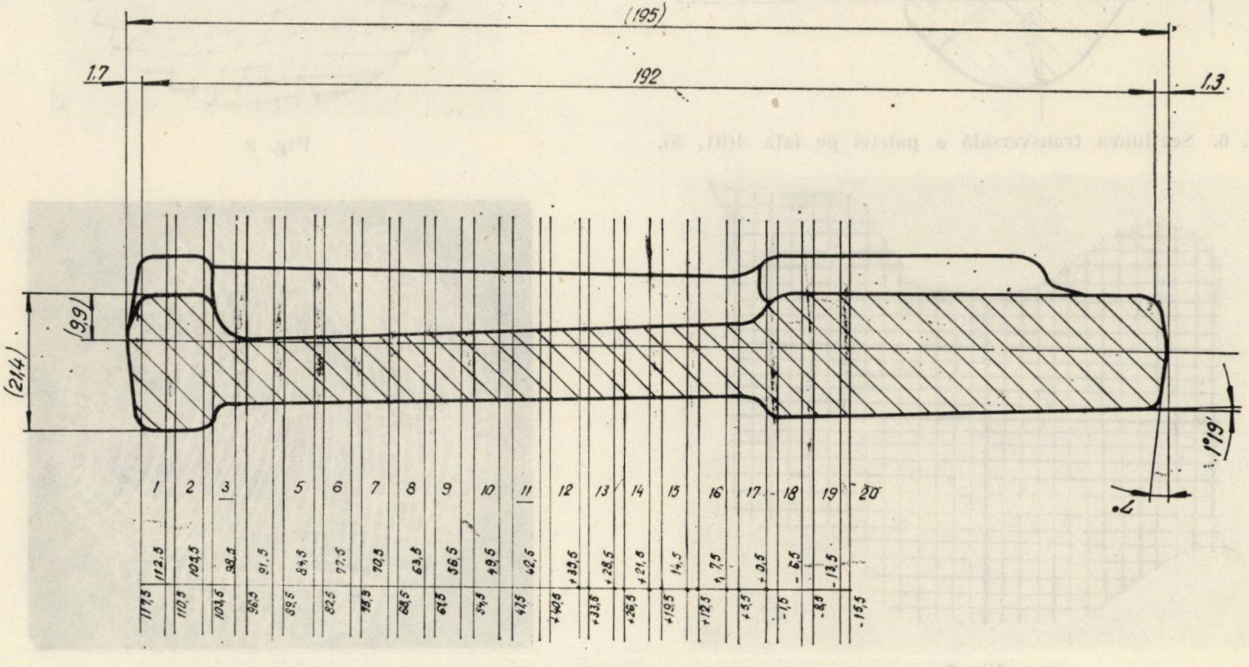


Fig. 4. Schema de tăiere în felii a modelului matrițat de paletă de turbină 2 AJP.

Comparînd rețeaua inițială cu cea de după revenire, se poate alcătui o imagine a deplasărilor în timpul curgerii materialului plastic care reproduce curgerea metalului. Cu alte cuvinte, se obține o inversare a imaginii deformate fără ca totuși să fie nevoie de o interpretare complicată pentru determinarea deformațiilor într-un punct dat din volumul piesei matrițate. Utilizînd această tehnică, am matrițat din plexiglas Ø 35/Ø 25 o paletă rotorică de turbină 2AJP, avînd o configurație deosebit de complicată, așa cum se poate vedea în figurile 4, 5, 6. După tăierea în felii, pe fețe s-a trasat o rețea rectangulară ca în figurile 7, 8, rețea avînd

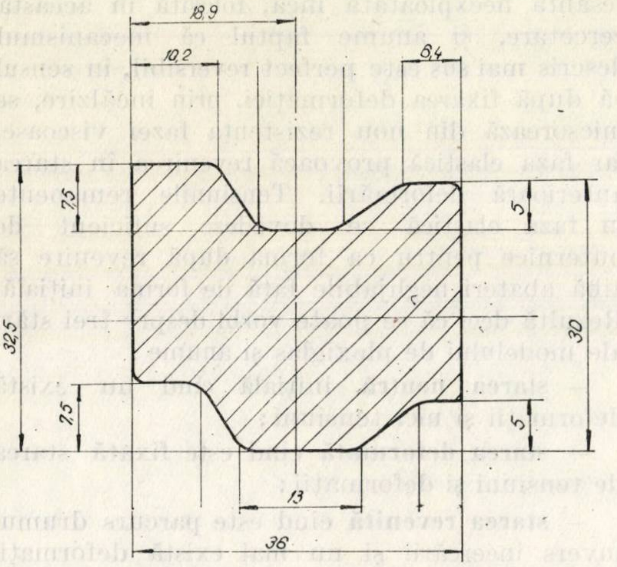


Fig. 5. Secțiunea transversală a paletei pe fața 2(110, 5).

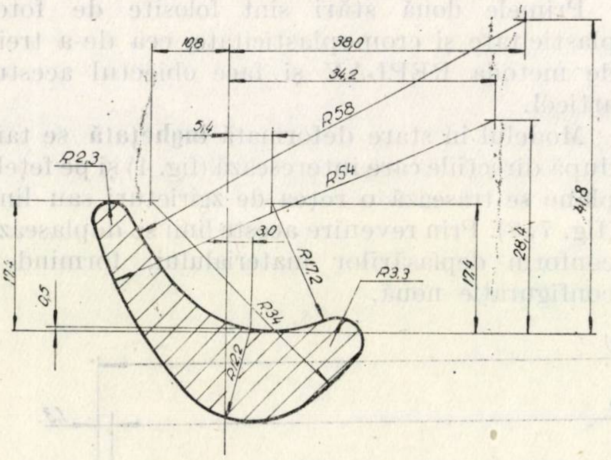


Fig. 6. Secțiunea transversală a paletei pe fața 4(91, 5).

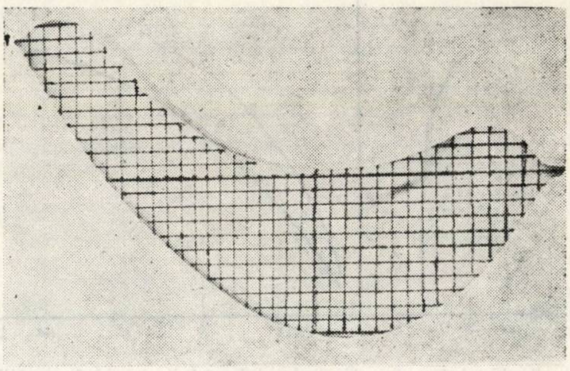


Fig. 8

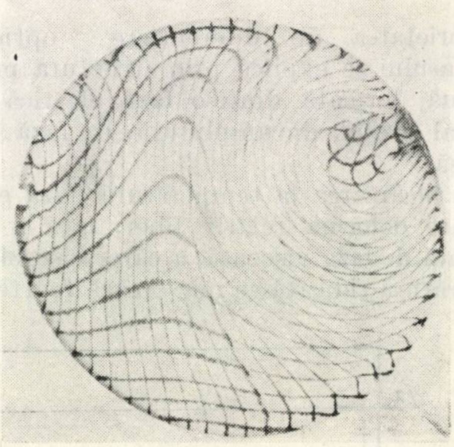


Fig. 9

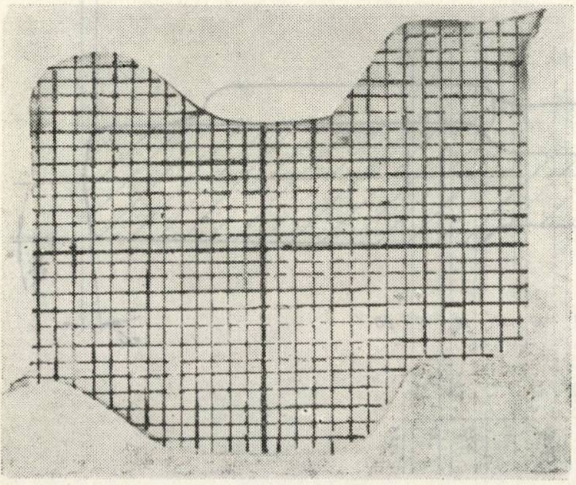


Fig. 7.

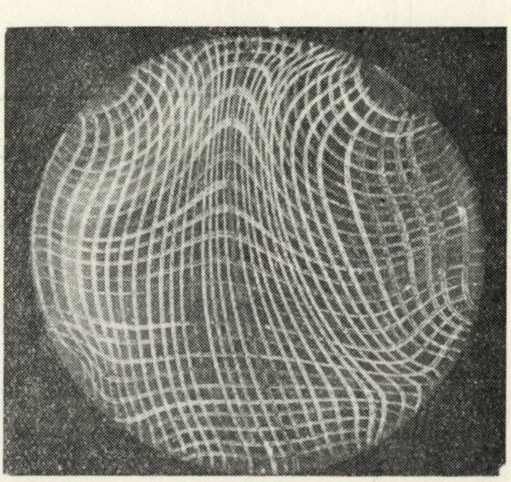


Fig. 10

parametrul $\frac{1}{1}$, cu o lățime a liniei de 0,1 mm și o abatere unghiulară de ±1°. După revenire profilul din figura 7 a devenit ca în figura 9, cu un diametru de 35, avînd o anumită configurație unde distanțarea și curbarea puternică a liniilor din rețea demonstrează o curgere puternică. Analog, profilul din figura 8 a devenit ca în figura 10 cu diametrul de 25 (porțiunea activă a paletei), la care de această dată se observă și o curgere în lungul paletei, deoarece suprafața plană a feliei a devenit puternic concavă, proporțional cu această curgere. Trebuie remarcat aci faptul că secțiunile identice din palete prezintă configurații identice.

Față de celelalte metode menționate anterior aceasta are avantajul că este mult mai ieftină și nu necesită dispozitive sau aparatură specială.

În această comunicare nu prezentăm decît fenomenul în sine, deoarece interpretarea unei configurații inverse curgerii metalului necesită unele ipoteze și calcule matematice.

Considerăm că aplicațiile imediate, fără o pregătire deosebită ale acestei metode, pot fi determinarea deplasărilor metalului la matrițare sau studiul fibrajului continuu la arbori cotiți.

BIBLIOGRAFIE

1. *Lamprecht, H*; *Welsch, G.*: — Visualization of metal flow in drop forging; Rotter Bearing Engineering, vol. X, nr. 2.
2. *Mocanu, R. D.* — — Fenomenul ,,moiré'' și aplicațiile lui în tensometrie, Ed. tehnică București, 1973.
3. *Voronțov, B. K.*, *Polhvin, P. I.* — Fotoplasticitate, Metalurghia, Moskva, 1969.
4. *Novac, S.*, *Cuida, O* — Metodele de determinare a deformabilității la cald a oțelurilor și factorii care o influențează; ODPT — MIM, 1968.

CZ : 621.983.-2

Unele considerații asupra matrițării semifabricatelor turnate din fontă cu grafit sferoidal.

Prof. dr. ing. Ioan **DRĂGAN** ; ing. Eugen **DRAGOȘ** — Institutul politehnic — Cluj-Napoca

Matrițarea semifabricatelor turnate a început să ia amploare în ultimii ani, îmbinînd în mod optim avantajele tehnologice ale turnării și matrițării luate separat. Pregătirea prin turnare a unor semifabricate și matrițarea acestora într-o cavitate finală permite obținerea unor piese complicate cu caracteristici mecanice ridicate și la un preț de cost redus [1]. Prin încercări anterioare, efectuate pe piese de oțel carbon, s-a determinat că proprietățile mecanice ridicate se obțin prin matrițarea semifabricatelor turnate, nu atît prin grade de deformare mari ci prin asigurarea deformării în condițiile unei stări de tensiune de compresiune [1].

În privința fontelor, deja Piwowarski, Nipper și Wittmoser [2] au arătat că ,,fonta devine prin laminare la cald un material cu utilizări multiple, ale cărui proprietăți de rezistență se apropie de cele ale oțelurilor de calitate''. Pentru folosirea în vederea matrițării a semifabricatelor turnate din fontă cu grafit sferoidal ne-am propus în această lucrare să determinăm caracteristicile de deformare la cald a acesteia în stare turnată, cu cît se îmbunătățesc caracteristicile mecanice în stare rece prin deformarea ei la cald, care trebuie să fie forma optimă a semifabricatului turnat pentru a se obține caracteristici mecanice maxime.

Pentru încercări s-a folosit o fontă cu grafit sferoidal cu structură inițială perlitică, avînd următoarea compoziție chimică: $C = 3,2\%$ $Si = 2,4\%$, $Mn = 0,3\%$, $SiO = 0,4\%$, $P = 0,08\%$. Din bare turnate au fost confecționate epruvete pentru încercarea de răsucire cu porțiunea deformabilă $D = 6$ mm și $L = 32$ mm. Pentru încercare s-a folosit instalația descrisă în lucrarea [3]. Deformarea s-a făcut în intervalul de temperaturi cuprins între 800°C și 1000°C, cu viteze de deformare $l = \frac{\pi d n_i}{60 L} = 0,84\ s^{-1}$, $1,72\ s^{-1}$ și $3,15\ s^{-1}$ (n_i — turația instalației în rot/min).

Rezistența la deformare

$$\tau = \frac{3\ M}{2 \pi r^3}\ (\mathrm{daN/mm^2}] \qquad (1)$$

și numărul de rotații pînă la rupere n_r variază cu temperatura la cele trei viteze de încercare, ca în figura 1.

În relația (1) avem:

M — momentul de răsucire, în daNmm,

r — raza epruvetei, în mm.

Analizînd curbele din figura 1 și folosind ipotezele din lucrarea [3], se poate aprecia că recristalizarea dinamică începe la etapa corespunzătoare momentului maxim, respectiv forței axiale minime, care în acest caz este la aproximativ 1 — 1,25 rotații.

Prin încercări paralele de răsucire şi refulare s-a stabilit că între mărimea deformării realizate prin aceste două încercări se poate scrie relaţia [4]:

$$\frac{R\theta}{L} = 2\ ln\frac{H_0}{H} \qquad (2)$$

unde θ este unghiul de răsucire în radiani;

H_0 — înălţimea epruvetei înainte de refulare, în mm.

H — înălţimea epruvetei după refulare, în mm.

Astfel, pe baza relaţiei (2) se deduce că începutul recristalizării la deformare la 900°C corespunde unui grad de deformare echivalent $\varepsilon \cong 0,20 - 0,25$.

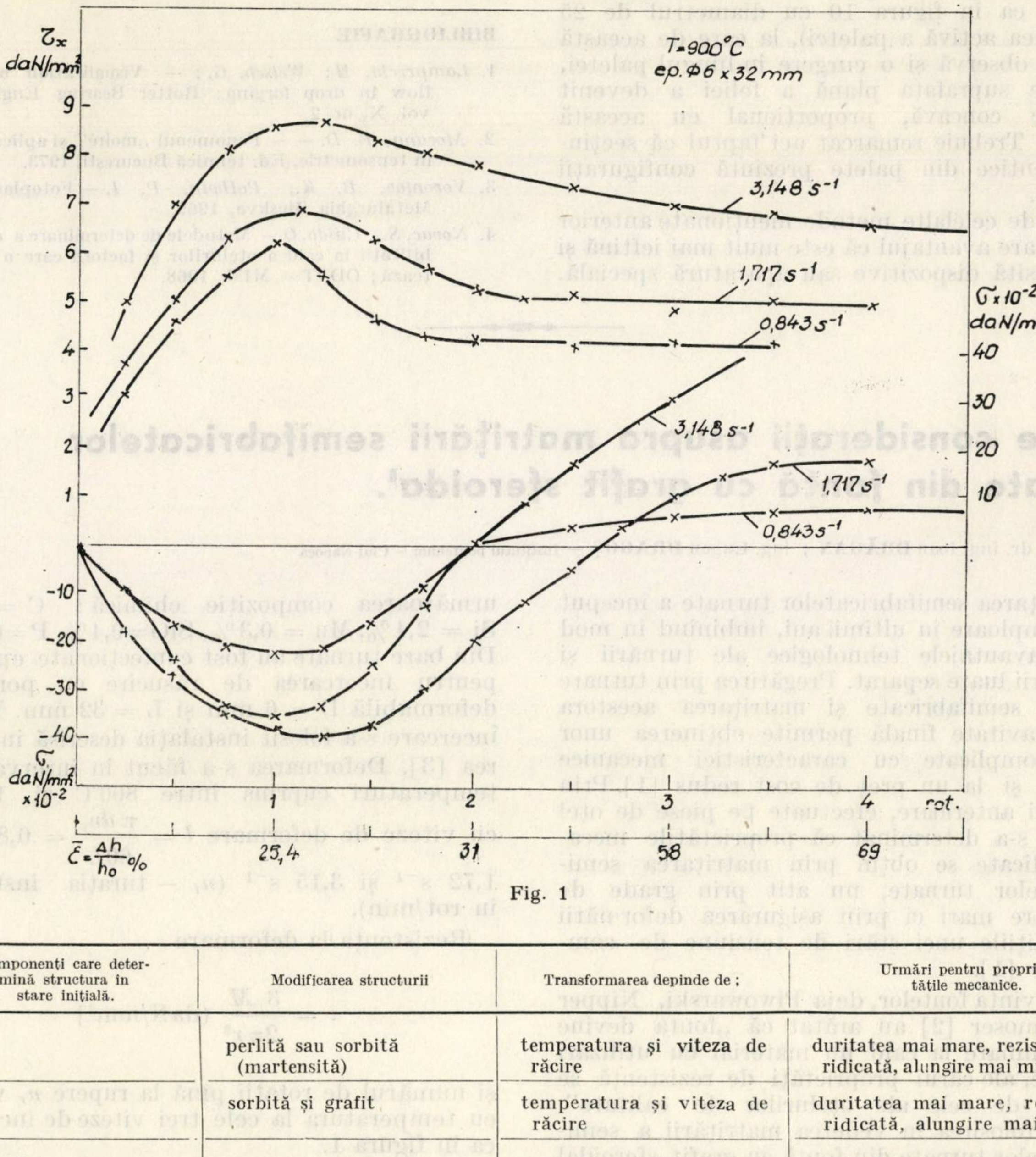


Fig. 1

Tabelul 1

Componenţi care determină structura în stare iniţială.		Modificarea structurii	Transformarea depinde de :	Urmări pentru proprietăţile mecanice.
Ferită		perlită sau sorbită (martensită)	temperatura şi viteza de răcire	duritatea mai mare, rezistenţă ridicată, alungire mai mică
Perlită		sorbită şi grafit	temperatura şi viteza de răcire	duritatea mai mare, rezistenţă ridicată, alungire mai mică
Cementită		sorbită şi grafit	gradul de deformare şi viteza de răcire	duritat mai redusă, rezistenţă mare, alungire mare
	sferic cuiburi	întindere şi orientare în direcţia deformării	gradul de deformare	rezistenţă mai mare în direcţia deformării.
	lamelar	întindere şi reorientare	gradul de deformare	rezistenţă mai mare în direcţia deformării
Cementită nedescompusă		întindere şi orientare în direcţia deformării	gradul de deformare	rezistenţă mai mare în direcţia deformării

Caracteristicile mecanice și structurale ale epruvetelor încercate în condițiile de mai sus sînt arătate în tabelul 1.

După cum reiese din acest tabel, caracteristicile mecanice și structurile în stare rece ale fontelor încercate depind de temperatura de deformare, de gradul de deformare și de viteza de răcire. Analiza structurii în stare rece s-a făcut și pe epruvete deformate prin refulare la 900°C și călite în ulei (tratament termomecanic la temperatură înaltă). Acest studiu s-a făcut atît cu microscopul optic cît și cu raze X folosind radiația de Co K cu filtru de Fe, pe un difractometru cu goniometru, punînd în evidență linia (110).

Din analiza profilului acestei linii s-a determinat media pătratică a distorsiunilor rețelei martensitei $\sum^2 = \left(\frac{\Delta a}{a_0}\right)^2$, a fiind parametrul rețelei (fig. 2), mărimea medie a subgrăunțelor D (fig. 3) și densitatea dislocațiilor ρ_d (fig. 4). Densitatea dislocațiilor ρ_d s-a calculat cu relația [5]:

$$\rho_d = 6 \cdot 10^{14} \, \beta^2_{(110)} \, [\mathrm{cm}^{-2}] \qquad (3)$$

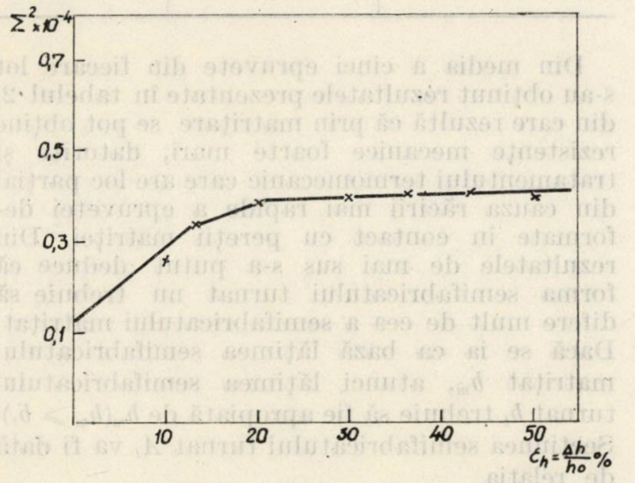


Fig. 2

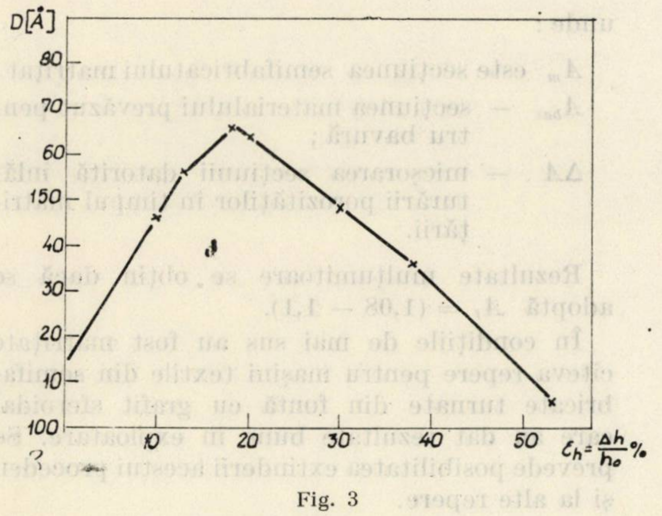


Fig. 3

unde $\beta_{(110)}$ este mărimea fizică adevărată a liniei (110) în radiani $x \, 10^{-3}$.

Din analiza mărimilor de mai sus se deduce că Σ^2 și D cresc cu gradul de deformare pînă

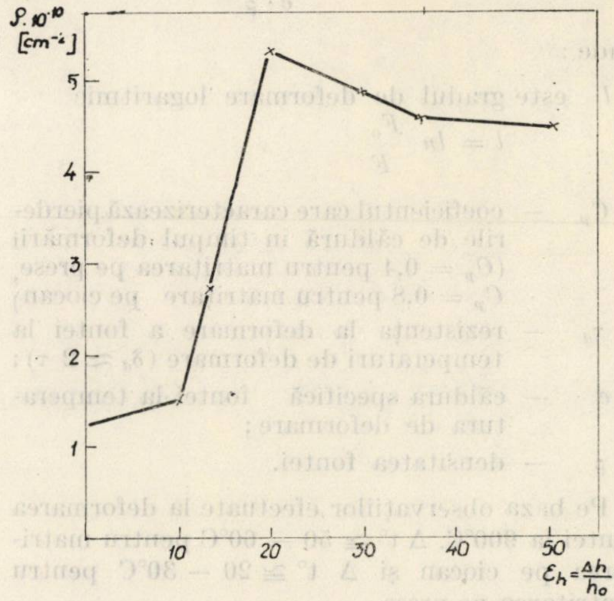


Fig. 4

la $\varepsilon_h = 20\%$, după care Σ^2 rămîne aproximativ constant, iar D scade. Creșterea lui Σ^2 este atribuită ecruisării puternice a austenitei în prima fază a deformării, iar scăderea lui D începutului și continuării recristalizării dinamice. Este de remarcat că rezultatele obținute prin difractometrie sînt în concordanță cu cele deduse din încercarea de răsucire prin momentul maxim, respectiv prin forța axială minimă.

Densitatea dislocațiilor ρ_d este mărită la epruvetele deformate, ceea ce arată că viteza de recristalizare la fonte este mică și în urma deformării la cald a acesteia rămân urme de ecruisare pronunțate.

Aceste constatări sînt semnificative pentru matrițarea semifabricatelor turnate din fontă cu grafit sferoidal. Astfel, la un grad de deformare $\varepsilon_h = 20\%$ se obține o austenită ecruisată ce influențează puternic cinetica transformărilor ulterioare, respectiv proprietățile fizicomecanice ale piesei în stare rece. După cum rezultă din lucrarea [6], fonta deformată în condiții asemănătoare celor de mai sus, și mai ales matrițată, este accesibilă tratamentului termomecanic la temperaturi înalte. Ținînd seama de ridicarea temperaturii reale a semifabricatului în timpul deformării și de variația deformabilității cu temperatura, se poate deduce că temperatura optimă pentru începutul matrițării este dată de relația:

$$t_i \cong 950° - \Delta t° \; [°\mathrm{C}] \qquad (4)$$

Δ t° fiind creșterea temperaturii în timpul matrițării, care are valoarea :

$$\Delta t^\circ = \frac{0{,}85\, C_p\, \sigma_d\, l}{c \cdot \rho} \qquad (5)$$

unde :

l este gradul de deformare logaritmic $l = ln \dfrac{F_0}{F}$

C_p — coeficientul care caracterizează pierderile de căldură în timpul deformării ($C_p = 0{,}4$ pentru matrițarea pe prese, $C_p = 0{,}8$ pentru matrițare pe ciocan)

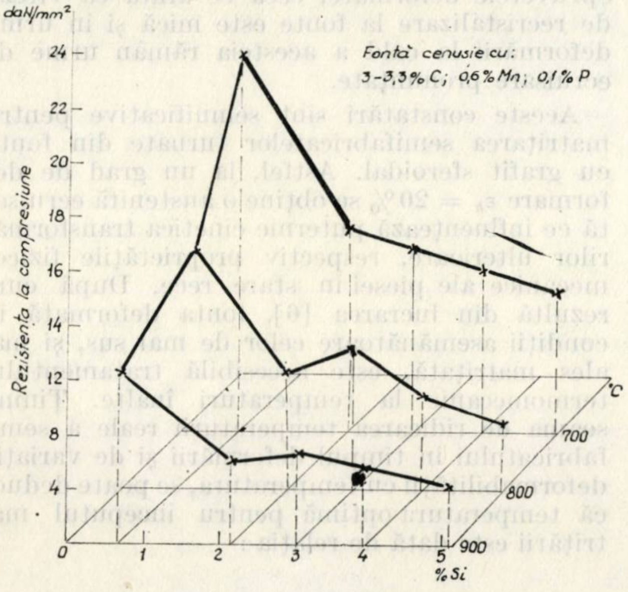
τ_d — rezistența la deformare a fontei la temperaturi de deformare ($\delta_d \approx 2\ \tau$) ;

c — căldura specifică fontei la temperatura de deformare ;

ρ — densitatea fontei.

Pe baza observațiilor efectuate la deformarea fontei la 900°C. Δ t° $\cong$ 50 — 60°C pentru matrițarea pe ciocan și Δ t° $\cong$ 20 — 30°C pentru matrițarea pe prese.

Limita inferioară de temperatură pentru matrițarea fontei cu grafit sferoidal se indică a fi 850°C. Sub această temperatură gradul de deformare posibil de realizat este relativ redus. Asupra comportării la deformare a fontelor cu grafit sferoidal o influență primordială o are și compoziția chimică. În ceea ce privește influența siliciului asupra comportării la deformare a fontei în literatură sînt date contradictorii [7, 8]. Din încercările făcute pe mai multe fonte de compoziții diferite a rezultat că influența siliciului asupra rezistenței la deformare și asupra deformabilității este mică (fig. 5). Influență mai mare are însă fosforul, care la un conținut de 0,15% formează o rețea la marginea grăunților de austenită și mărește fragilitatea fontei.



Fig, 5

Pentru a se cunoaște caracteristicile mecanice în stare rece ale fontei turnate și deformate s-au efectuat încercări paralele de întindere și matrițare, pornind de la temperatura de 900°C. Prin întindere s-a realizat o reducere $Y = \dfrac{\Delta_i}{\Delta_{fin}} = 2$. Prin matrițare s-a realizat un grad de deformare $\varepsilon_h = 20\%$. S-au confecționat apoi epruvete de încercare la tracțiune tip A, conf. STAS 568—67 cu diametrul de 8 mm.

Tabelul 2

În stare turnată	În stare matrițată	În stare forjată liber
σ_r = 55 — 60daN/mm²	σ_r = 90 — 105 daN/mm²	σ_r = 80 — 85 daN/mm²

Din media a cinci epruvete din fiecare lot s-au obținut rezultatele prezentate în tabelul 2, din care rezultă că prin matrițare se pot obține rezistențe mecanice foarte mari, datorite și tratamentului termomecanic care are loc parțial din cauza răcirii mai rapide a epruvetei deformate în contact cu pereții matriței. Din rezultatele de mai sus s-a putut deduce că forma semifabricatului turnat nu trebuie să difere mult de cea a semifabricatului matrițat. Dacă se ia ca bază lățimea semifabricatului matrițat b_m, atunci lățimea semifabricatului turnat b_t trebuie să fie apropiată de $b_m (b_m \geqslant b_t)$. Secțiunea semifabricatului turnat A_t va fi dată de relația

$$A_t = A_m + A_{bav} + \Delta A \qquad (6)$$

unde :

A_m este secțiunea semifabricatului matrițat ;

A_{bav} — secțiunea materialului prevăzut pentru bavură ;

ΔA — micșorarea secțiunii datorită înlăturării porozităților în timpul matrițării.

Rezultate mulțumitoare se obțin dacă se adoptă $A_t = (1{,}08 - 1{,}1)$.

În condițiile de mai sus au fost matrițate cîteva repere pentru mașini textile din semifabricate turnate din fontă cu grafit sferoidal care au dat rezultate bune în exploatare. Se prevede posibilitatea extinderii acestui procedeu și la alte repere.

BIBLIOGRAFIE

1. *Drăgan, I.* — Unele probleme privind matriţarea semifabricatelor turnate, Metalurgia 15, nr. 10, 1963.
2. *Piwowarski, E.* : *Nipper, H. A.*, *Wittmoser, A* : Die plastische Verformung des Gusseisens, Gisserei Bd. 28 (1941).
3. *Drăgan, I.* : Contribuţii la studiul deformabilităţii la cald a metalelor şi aliajelor prin metoda torsiunii. Teză de doctorat, Inst. Politehnic Cluj, 1965.
4. *Rossard, C.*, *Blain, P.* : Publications IRSID, serie A, no. 174.
5. *Williamson, N.* : Phil. Mag. 1, 2, 3 (1956).
6. *Dragoş, E.*, *Boer, N.* : Influence des traitements thermomécaniques à haute temperature sur la dureté et la structure des fontes. In : ,,Fonderie'', no. 304, 1971.
7. *Piwowarski, E.* : Fonte de inaltă calitate, Editura tehnică, Bucureşti, 1967.
8. * * * — Metallworking News — no. 3, 1963 Univ. of Michigan, SUA.

◆

3. *Optimizarea proceselor de extruziune*

CZ ; 621.771.4

influenţa reciprocă a temperaturii, a vitezei şi a gradului de deformare asupra structurii semifabricatelor extrudate din aliaje de aluminiu.

Prof. dr. ing. Ioan **DRĂGAN** — Institutul politehnic – Cluj-Napoca
Ing. A. Vlaicu **POPESCU** — ICPTSC – Bucureşti
Ing. Nicolae **BOER** — Institutul politehnic – Cluj-Napoca
Ing. Ioana **GHIZDEANU** — ICPTSC – Bucureşti
Ing. Ioan **HERCIU** — I.P.A. – Slatina

Obţinerea unor semifabricate extrudate din aliaje de aluminiu cu o structură finală cît mai uniformă impune corelarea optimă între temperatura aliajului, viteza de deformare şi gradul de deformare.

Se ştie că în timpul deformării temperatura aliajului poate să crească, ca urmare a efectului termic al lucrului mecanic de deformare. Creşterea temperaturii depinde de viteza de deformare şi de gradul de deformare. Cu cît acestea sînt mai mari, cu atît va fi mai ridicată şi temperatura reală de deformare în raport cu temperatura de început de deformare. Temperatura reală de deformare impune semifabricatului o anumită structură. Deci, pentru a obţine semifabricate extrudate cu o structură impusă este necesară respectarea cu stricteţe a temperaturii reale de deformare corespunzătoare acestei structuri. Asupra structurii are influenţă şi viteza de răcire a semifabricatului extrudat. Presupunînd că răcirea semifabricatului extrudat se face numai prin intermediul mediului ambiant, viteza de răcire a acestuia este condiţionată de viteza de deformare. Între temperatură, viteză şi gradul de deformare posibile, fără apariţia fisurilor, există o strînsă legătură. Determinarea acestor mărimi se face în laboratoare. Problema se pune cum să se coreleze aceste mărimi stabilite în laborator de mărimile corespunzătoare folosite în producţie pentru a se obţine o structură dorită. Lucrarea de faţă îşi propune tocmai acest scop.

Ca materialele de încercare s-au folosit aliaje de aluminiu de înaltă rezistenţă. Pentru încercare s-a utilizat metoda răsucirii, instalaţia, forma şi mărimea epruvetelor fiind descrise pe larg în lucrarea [1]. Precizia de citire a temperaturii de lucru s-a apreciat la ±5°C. S-a determinat astfel variaţia numărului de răsuciri pînă la rupere Z_r şi a momentului maxim de răsucire M cu temperatura. Pe baza acestor date s-au calculat gradul de deformare total φ, viteza de deformare $\dot{\varphi}$ şi rezistenţa la deformare σ_d, folosind următoarele relaţii :

$$\varphi = \frac{2\pi\, Rz_r}{L} \qquad [1]$$

$$\dot{\varphi} = \frac{2\,\pi\,R}{L}\cdot\frac{n}{60} \qquad [2]$$

$$\sigma_d \cong 2\,\tau = \frac{3M}{\pi R^3}$$

unde :

R este raza porţiunii deformabile a epruvetei
L — lungimea deformabilă a epruvetei ;
Z_r — numărul de răsuciri pînă la rupere ;
n — numărul de răsuciri/min.

În figurile 1 şi 2 se arată variaţia rezistenţei la deformare şi a numărului de răsuciri pînă la rupere Z_r cu temperatura pentru cîteva viteze

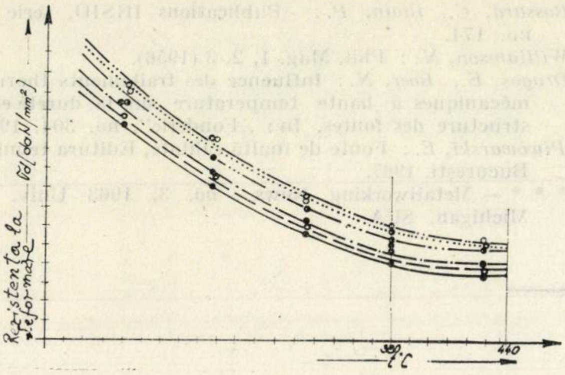
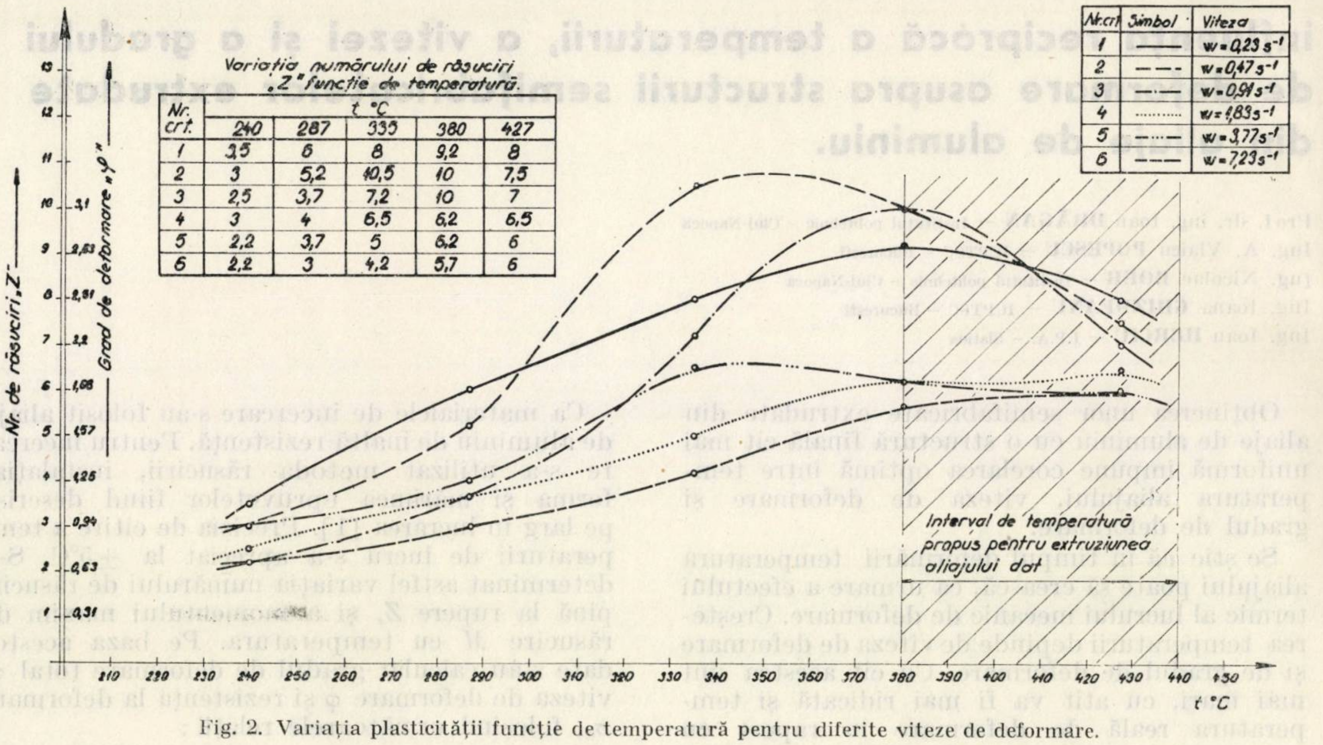


Fig. 1. Variaţia rezistenţei la deformare în funcţie de temperatură la diferite viteze de deformaţie.



Variaţia numărului de răsuciri „Z” funcţie de temperatură.

Nr. crt.	t °C				
	240	287	335	380	427
1	3,5	6	8	9,2	8
2	3	5,2	10,5	10	7,5
3	2,5	3,7	7,2	10	7
4	3	4	6,5	6,2	6,5
5	2,2	3,7	5	6,2	6
6	2,2	3	4,2	5,7	6

Nr. crt.	Simbol	Viteza
1	———	$w = 0{,}23\ s^{-1}$
2	— — -	$w = 0{,}47\ s^{-1}$
3	—·—	$w = 0{,}91\ s^{-1}$
4	··········	$w = 1{,}83\ s^{-1}$
5	—···—	$w = 3{,}77\ s^{-1}$
6	— — —	$w = 7{,}23\ s^{-1}$

Fig. 2. Variaţia plasticităţii funcţie de temperatură pentru diferite viteze de deformare.

de încercare. Pe baza datelor de mai sus s-a stabilit domeniul de temperatură pentru deformarea acestui aliaj cuprins între 380 şi 440°C.

Pentru studiul deformabilităţii în acest interval de temperatură în condiţiile deformării cu grade de deformare şi viteze diferite, în mod asemănător cu diagrama spaţială de recristalizare [6] s-a construit diagrama ternară a deformabilităţii (fig. 3). Cu această diagramă se poate determina viteza admisibilă de deformare în funcţie de gradul de deformare la anumite temperaturi de lucru sau invers, gradul de deformare admisibil în funcţie de viteza de deformare pentru diferite temperaturi. Suprafaţa limitată de curbele din diagramă este de fapt graniţa de delimitare a domeniului de deformabilitate.

Datele de mai sus s-au transpus pe o diagramă specifică extruziunii, în care s-a corelat viteza de deplasare a pistonului v_p cu gradul de reducere la extruziune R pentru diferite temperaturi (fig. 4).

Legătura între gradele de deformare şi vitezele de deformare la încercarea de răsucire şi operaţia de extruziune au fost făcute astfel:

$$\varphi \approx RF = \ln \frac{S_c}{S_p}; \tag{4}$$

$$V_p \cong \frac{S_i}{S_0} \cdot \varphi; \tag{5}$$

unde:

S_c este secţiunea containerului;

S_p — secţiunea profilului.

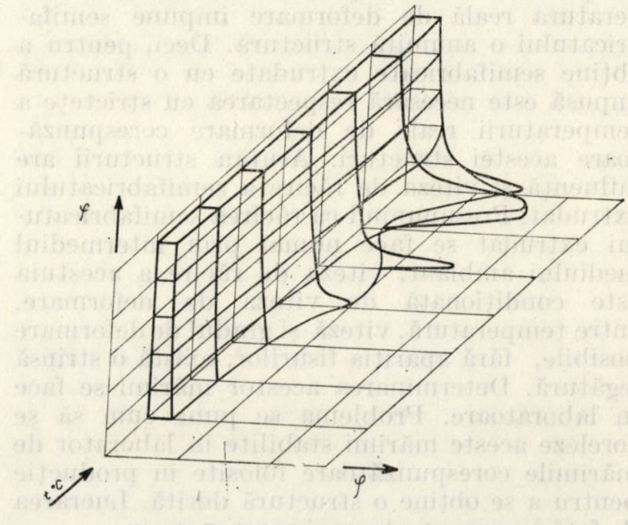


Fig. 3. Diagrama ternară de plasticitate.

Diagrama din figura 4 s-a verificat experimental la IPA – Slatina. În cazul în care au fost corelați parametrii tehnologici conform tehnologiilor experimentale (punctul 1 din fig. 4), rezultatele obținute sînt cele prezentate în figurile 5 și 6 – macrostructura în secțiune transversală, respectiv microstructura cu limitele de grăunțe. Se remarcă existența unei structuri de grăunțe alungite pe întreaga secțiune, cu excepția zonelor marginale unde structura este de grăunțe mari, recristalizate, de rezistențe mult mai mici.

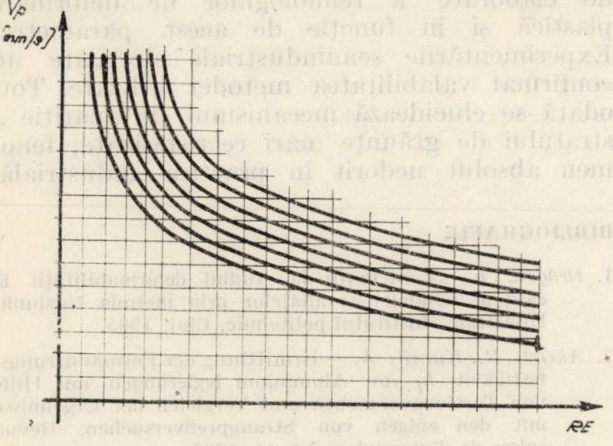


Fig. 4. Variația vitezei admisibile a pistonului, funcție de raportul de extruziune și temperatură.

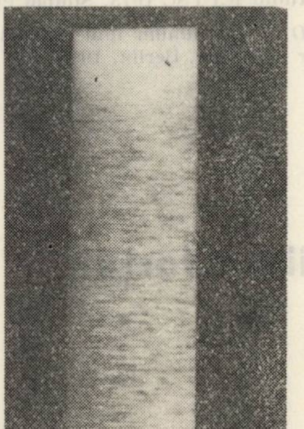


Fig. 5. Macrostructura unei bare extrudate.

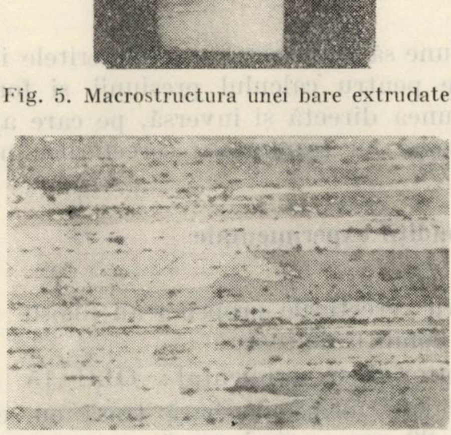


Fig. 6. Macrostructura unei bare extrudate.
400 × 1 atac electrolitic.

Încercările de rezistență au confirmat corectitudinea tehnologiilor, rezultatele obținute fiind cu 10 . . . 15% peste valorile impuse în norme.

În cazul în care acești parametri nu au fost respectați, acest lucru s-a răsfrînt imediat asupra calității produselor, rezultatul fiind apariția stratului de grăunțe mari, recristalizate, prezentat atît în [4] cît și în [5].

Un fenomen mai aparte se prezintă mai jos. Astfel, atunci cînd depășirea parametrilor este mai marcată (punctul 2 din fig. 4), mai ales spre sfîrșitul procesului apare așa-numitul fenomen de **tubaj**. În figura 7 se prezintă macrostructura secțiunii transversale înainte și după punerea în soluție.

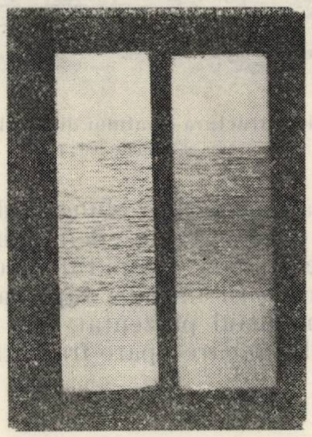


Fig. 7. Macrostructura sfîrșitului de bară extrudată înainte (stînga) și după punerea în soluție (dreapta).
Atac Dix-Keller 1,5 . . . 1.

Atrage atenția faptul că stratul exterior de grăunțe fine nu recristalizează după punerea în soluție, așa cum eram obișnuiți să considerăm pînă în prezent, fenomen care se explică examinînd microstructura acestui strat prezentată în figura 8.

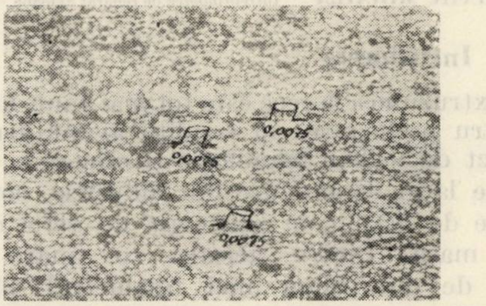


Fig. 8. Microstructura stratului exterior de grăunțe fine.

Se observă că structura inițială a fost distrusă, apărînd o nouă generație de grăunțe, care la rîndul lor sînt deformate cu circa 50%, fapt care duce la concluzia că stratul de grăunțe recristalizate grosolan apare în urma distrugerii la exteriorul barei a structurii iniţiale, a apariţiei noii generaţii de grăunţe şi deformarea lor la un grad critic de deformare. Numai în acest fel se poate explica deformarea cu un grad de deformare de 3 ... 5% a unei zone atunci cînd procesul de deformare în întregul său se desfăşoară la grade de deformare (rapoarte de extruziune) de 15 ... 25.

În figura 9 se prezintă microstructura stratului din centrul barei extrudate.

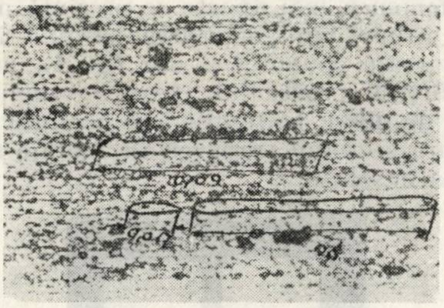


Fig. 9. Microstructura stratului din centrul barei.
Atac electrolitic 400 : 1.

Se observă o structură alungită de tipul celei din figura 9 dar cu grăunţe de lungimi mult mai mici, ceea ce indică începutul fenomenului de rupere a structurii iniţiale, fapt care confirmă ideea că fenomenul prezentat este un fenomen limită dincolo de care apare fragilitatea la cald.

Concluzii

Ansamblul de lucrări efectuate pune în evidenţă o metodă de determinare a vitezei admisibile de deformare cu deschiderea posibilităţii de elaborare a tehnologiilor de deformare plastică şi în funcţie de acest parametru. Experimentările semiindustriale efectuate au confirmat valabilitatea metodei utilizate. Totodată se elucidează mecanismul de apariţie a stratului de grăunţe mari recristalizate, fenomen absolut nedorit în practica industrială.

BIBLIOGRAFIE

1. *Drăgan, I.* — Contribuţii la studiul deformabilităţii la cald a metalelor şi aliajelor prin metoda torsiunii. Disertaţie, Institutul politehnic, Cluj, 1965.

2. *Akerel, R., Künzli, A.* — Ermittlung der Formänderungsfestigkeit k_f von Aluminium legierungen mit Hilfe von Torsionsversuchen und Vergleich der Ergebnisse mit den enigen von Strangpreßversuchen. Revue suisse de l'aluminium Nr. 11, 1966.

3. *Geru, N.* — Propietăţile metalelor şi metode fizice de control, E.D.P. Bucureşti, 1969.

4. *Popescu, A. V.* — Optimizarea parametrilor tehnologici la extruziunea produselor din aliaje de aluminiu. Comunicare ştiinţifică 20—22 mai, Bucureşti, 1974.

5. *Popescu, A. V., Nicolaescu, I.*, şi colective — Cercetări privind optimizarea parametrilor tehnologici de extruziune şi tratament termic final ai produselor din aliajul 2024. Studiu ICPTSC 1973, Simbol PHX.

6. *Altenpohl, D.* — Aluminium und Aluminium legierungen Springer — Verlag, Berlin, 1965.

CZ : 621.771.4

Cercetări în vederea stabilirii presiunii şi a forţei la extruziunea la rece a oţelului OLC 15

Dr. ing. Mihai **TEODORESCU** ; ing. Emil **ŢÂRU** — Institutul politehnic – Galaţi
Ing. Dragoş **POPESCU** — Combinatul siderurgic – Galaţi
Ing. Petre **MIHĂILĂ** — Întreprinderea de reparat avioane – Bacău

1. Introducere

Extruziunea la rece este tot mai mult utilizată pentru prelucrarea în condiţii avantajoase din punct de vedere tehnologic şi economic a unei game largi de produse din industria constructoare de maşini, în producţia de serie mare şi de masă. Dintre acestea, o mare parte sînt de dimensiuni mici (diametrul pînă la 10—15 mm şi înălţimea de două-trei ori mai mare decît diametrul). După cum se cunoaşte [1, 2, 3, 4], pentru prelucrarea prin extruziune la rece trebuie aplicate presiuni şi deci şi forţe mari. Literatura de specialitate prezintă diferite indicaţii pentru calcul. Această lucrare îşi propune să analizeze succint diferitele indicaţii date pentru calculul presiunii şi forţei la extruziunea directă şi inversă, pe care apoi să le compare cu rezultatele cercetărilor proprii.

2. Condiţii experimentale

Pentru cercetările proprii s-au folosit următoarele condiţii de lucru :

a) Material experimental : OLC 15 STAS 880—66 sub formă de bară trasă cu diametrul de 20 mm, avînd următoarea compoziţie schimică : % C = 0,18 ; % Mn = 0,34 ;

%P = 0,0,12 ; %S = 0,020 ; %Cr = 0,04 ;
%Ni = 0,05 ; %*S* = 0,015 ; %Al = 0,04 ;
%Cu = 0,15.

b) Pregătirea semifabricatelor pentru experimentare a cuprins următoarele operații :

- strunjire și rectificare la diametrul de 12 mm ;
- debitare la grosimea $g_1 = 5$ mm ; $g_2 = 3{,}5$ mm ;
- recoacere completă în atmosferă controlată ;
- decapare ;
- fosfatare ;
- lubrifiere cu bisulfură de molibden.

Duritatea materialului după recoacere a fost de 140 HB sau 115 HV_5.

c) Matrița pentru extruziune (fig. 1) permite schimbarea rapidă a elementelor active, făcînd posibilă extruziunea directă și inversă. La partea superioară a matriței s-a fixat inelul dinamometric (3) pe care sînt lipite traductoare tensometrice rezistive (2). Pentru înregistrarea și măsurarea forței de extruziune s-a folosit o punte tensometrică de tip TDA—3 și un oscilograf RFT de tip GG—112. Etalonarea dispozitivului de măsurare a forței precum și o serie de încercări experimentale au fost făcute pe mașina universală tip ZDM, 50 t — Leipzig. O altă serie de încercări experimentale au fost făcute pe o presă industrială de tip PH 40.

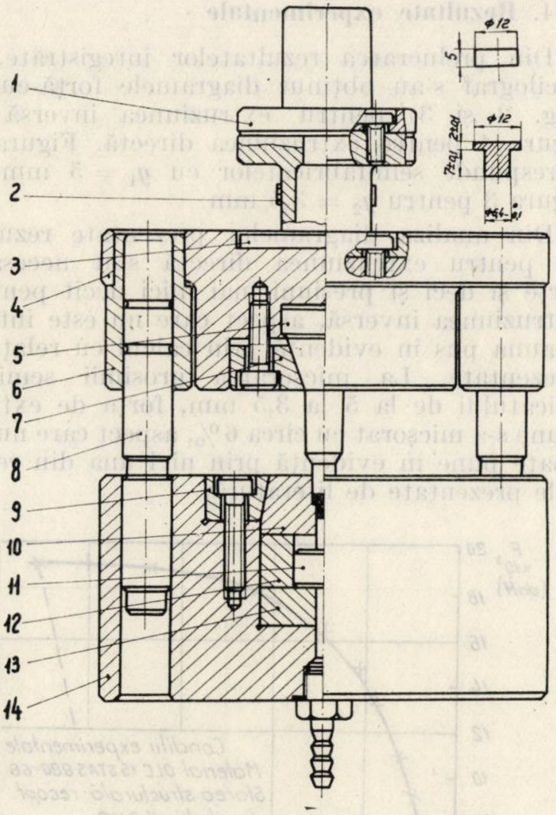


Fig. 1

d) Piesele extrudate au fost de tip pahar la extruziunea inversă avînd dimensiunile : $d_{ext} = 12$ mm ; $d_{int} = 10$ mm ; $h = 12$ mm, iar la extruziunea directă de tip tijă cu diametrul după extruziune de 6,4 mm.

3. Calculul presiunii și a forței la extruziunea la rece.

3.1. Extruziunea directă :

a) După [2] ;

$$p = a\, H^m\, (lnR)^n \ [\mathrm{N/mm^2}] \qquad (1)$$

în care :

$p = \dfrac{F}{A_0}$ este presiunea maximă de extruziune ;

H — duritatea materialului în unități Brinell ;

$R = \dfrac{A_0}{A_f}$ — gradul de extruziune sau coroiajul ;

F — forța maximă de extruziune în [N] ;

A_0, A_f — aria inițială respectiv finală în secțiune transversală a semifabricatului extrudat.

Pentru condițiile specifice lucrării rezultă :

$$p = 229\ [\mathrm{daN/mm^2}],\ \text{iar forța :} \qquad (2)$$

$$F = p\ A_0 = 25{,}85 \cdot 10^3\ [\mathrm{daN}] \qquad (3)$$

b) După [3] ;

$$p = 37{,}9\ F_k\ R^{0{,}787} \cdot \alpha^{0{,}375}\ [\mathrm{daN/cm^2}] \qquad (4)$$

în care :

F_k este un factor de conversie oțel-plumb ;

α — unghiul de extrudare exprimat în grade.

Rezultă :

$$p = 185\ [\mathrm{daN/mm^2}],\ \text{iar forța :} \qquad (5)$$

$$F = p\, A_0 = 20{,}95 \cdot 10^3\ [\mathrm{daN}] \qquad (6)$$

c) După [4] :

$$p = 1{,}56 \left[\mathrm{C}\ \ln \frac{A_0}{A_f} + B \right]\ [\mathrm{daN/mm^2}] \qquad (7)$$

în care :

B și C sînt coeficienți, indicați în [4].

Rezultă :

$$p = 166{,}9\ [\mathrm{daN/mm^2}],\ \text{iar forța :} \qquad (8)$$

$$F = p\ A_0 = 18{,}85 \cdot 10^3\ [\mathrm{daN}] \qquad (9)$$

d) După nomograma din [5] rezultă pentru condiţiile indicate mai sus, folosind şi corecţiile date în [5], următoarele valori:

$$p = 174{,}5\ [\mathrm{daN/mm^2}] \tag{10}$$

$$F = 19{,}7\cdot 10^3\ [\mathrm{daN}] \tag{11}$$

e) După nomograma din lucrarea [1] rezultă:

$$p = 145\ [\mathrm{daN/mm^2}] \tag{12}$$

$$F = 16{,}4\cdot 10^3\ [\mathrm{daN}] \tag{13}$$

3.2. Extruziunea inversă:

a) După [2] cu relaţia (1) folosită corespunzător pentru condiţiile specifice lucrării rezultă:

$$p = 180\ [\mathrm{daN/mm^2}] \tag{14}$$

$$F = 20{,}4\cdot 10^3\ [\mathrm{daN}] \tag{15}$$

b) După [3]:

$$p = 38{,}2\cdot F_k\cdot R^{0{,}855}\cdot \alpha^{0{,}355}\ [\mathrm{daN/cm^2}] \tag{16}$$

Rezultă:

$$p = 174\ [\mathrm{daN/mm^2}] \tag{17}$$

$$F = 19{,}65\cdot 10^3\ [\mathrm{daN}] \tag{18}$$

c) După [4] cu relaţia (7) aplicată corespunzător rezultă:

$$p = 156\ [\mathrm{daN/mm^2}] \tag{19}$$

$$F = 17{,}6\cdot 10^3\ [\mathrm{daN}] \tag{20}$$

d) După [6]:

$$F = 5{,}2\left(\frac{R_{p1}}{r_{kp}} + \varphi\right)\cdot \sigma_r \cdot \left[\left(\frac{R_{p1}^2 - r_p}{R_{p1}^2 - r_{kp}}\right) R_{p1}^2 + r_{kp}^2\right]\cdot \theta \tag{21}$$

în care:

R_{p1}, r_{kp}, r_p sînt elemente care caracterizează geometria zonei active;

θ — coeficient ce depinde de unghiul de teşire a muchiei poansonului.

Rezultă:

$$F = 27{,}8\cdot 10^3\ [\mathrm{daN}] \tag{22}$$

$$p = 245\ [\mathrm{daN/mm^2}] \tag{23}$$

e) Conform nomogramei din [5] rezultă pentru condiţiile indicate folosind şi corecţiile date în [5] următoarele valori:

$$p = 161{,}5\ [\mathrm{daN/mm^2}] \tag{24}$$

$$F = 18{,}25\cdot 10^3\ [\mathrm{daN}] \tag{25}$$

f) După nomograma din [1] rezultă:

$$p = 175\ [\mathrm{daN/mm^2}] \tag{26}$$

$$F = 19{,}8.10^3\ [\mathrm{daN}] \tag{27}$$

4. Rezultate experimentale

Din prelucrarea rezultatelor înregistrate la oscilograf s-au obţinut diagramele forţă-cursă (fig. 2 şi 3) pentru extruziunea inversă şi figura 4 pentru extruziunea directă. Figura 2 corespunde semifabricatelor cu $g_1 = 5$ mm şi figura 3 pentru $g_2 = 3{,}5$ mm.

Din analiza diagramelor prezentate rezultă că pentru extruziunea directă sînt necesare forţe şi deci şi presiuni mai mici decît pentru extruziunea inversă, aspect care nu este întotdeauna pus în evidenţă prin calcul cu relaţiile prezentate. La micşorarea grosimii semifabricatului de la 5 la 3,5 mm, forţa de extruziune s-a micşorat cu circa 6%, aspect care nu se poate pune în evidenţă prin nici una din relaţiile prezentate de literatură.

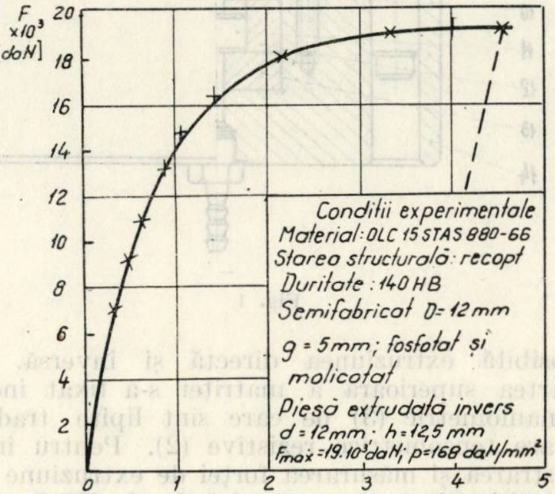


Fig. 2

Cu ajutorul rezultatelor experimentale s-au stabilit valorile medii ale presiunilor la extruziune:

a) pentru extruziunea directă:

$$p = 125\ [\mathrm{daN/mm^2}]$$

b) pentru extruziunea inversă :

$$p = 165\ [\text{daN/mm}^2]$$

Mediile au fost făcute folosind cîte zece determinări pentru fiecare tip de extruziune.

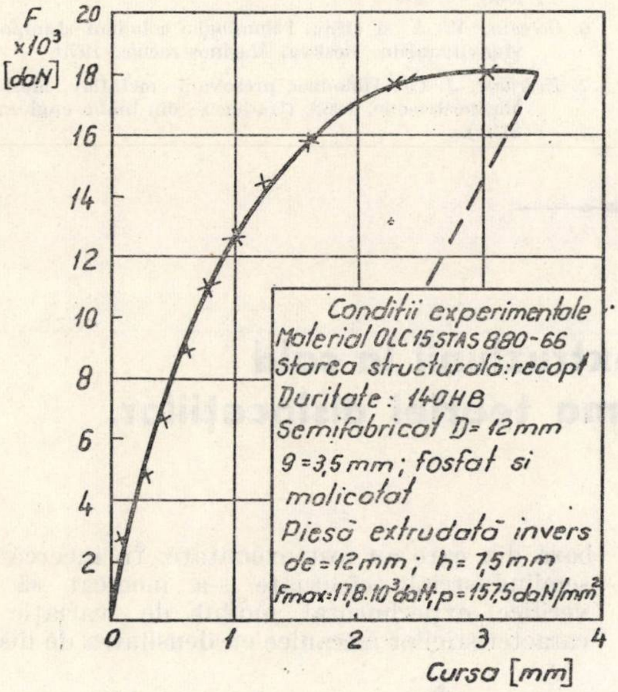


Fig. 3

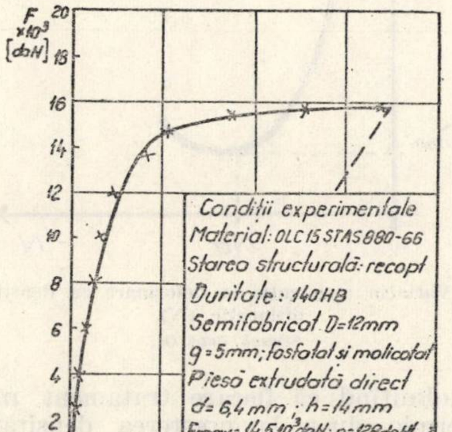


Fig. 4

Pentru a se putea compara rezultatele obţinute în condiţiile specifice lucrării, cu cele date de literatură, se prezintă tabelul 1 pentru extruziunea directă şi tabelul 2 pentru extruziunea inversă.

Tabelul 1

Nr. crt.	Relaţia şi sursa bibliografică	Valoarea presiunii [daN/mm²]	Valoarea presiunii stabilită experimental în [daN/mm²]	Diferenţa procentuală %
1	1 din [2]	229	125	+45
2	4 din [3]	185		+32,4
3	7 din [4]	166,9		+24,5
4	nomogramă din [5]	174,5		+28,4
5	nomogramă din [1]	145		+13,8

Tabelul 2

Nr. crt.	Relaţia şi sursa bibliografică	Valoarea presiunii [daN/mm²]	Valoarea presiunii stabilită experimental în [daN/mm²]	Diferenţa procentuală %
1	1 din [2]	180	165	+8,3
2	16 din [3]	174		+5,2
3	7 din [4]	156		−5,2
4	23 din [6]	245		+33
5	nomogramă din [5]	161,5		−2
6	nomogramă din [1]	175		+5,7

$$\varepsilon\% = \frac{F_c - F_{exp}}{F_c} \cdot 100 \qquad (28)$$

5. Concluzii

În această lucrare s-au prezentat diferite relaţii pentru calculul presiunii şi forţei la extruziunea la rece directă şi inversă şi s-au comparat cu rezultatele experimentale obţinute pentru oţelul OLC 15 STAS 880−66. Din analiza lor rezultă pentru cazul extruziunii directe o concordanţă satisfăcătoare a valorilor experimentale cu cele stabilite pe baza nomogramei din lucrarea [1] şi diferenţe mari la calculul presiunii conform indicaţiilor date în [2, 3], pentru care diferenţa procentuală este de peste 30%.

În cazul extruziunii inverse se obţin concordanţe bune pentru un număr mai mare de surse bibliografice analizate [1, 3, 4, 5], diferenţa procentuală fiind cuprinsă între ±6%, iar la calculul conform indicaţiilor date în [6] rezultă diferenţe procentuale mari. Se observă de asemenea că pentru cazul extruziunii inverse indicaţiile prezentate de literatură conduc la valori ale presiunii mult mai apropiate de cele obţinute experimental, comparativ cu extruziunea directă, pentru care diferenţele sînt mult mai mari.

În lucrare se pune în evidenţă şi influenţa grosimii semifabricatului asupra mărimii presiunii la extruziunea inversă, aspect ce nu este prezentat în literatură.

Valorile stabilite experimental sau cele obținute prin calcul conform indicațiilor din [1] pentru extruziunea directă și [1, 3, 4, 5] pentru extruziunea inversă se recomandă să se folosească pentru calculele tehnologice și de proiectare.

BIBLIOGRAFIE

1. *Popescu, V. I.*: Tehnologia forjării și extruziunii, București, Editura didactică și pedagogică, 1967.
2. * * * Calculul presiunii la extruziunea directă la rece a profilelor pline din oțel. În: Prelucrarea metalelor prin deformare plastică, nr. 10, 1970, pag. 8 – 10.
3. * * * Calculul forțelor necesare extrudării la rece. În: Prelucrarea metalelor prin plastică, nr. 10, 1971, pag. 24–29.
4. *Romanovski, V. P.*: Stanțarea și matrițarea la rece (traducere din limba rusă), București, Editura tehnică, 1970.
5. * * * Determinarea presiunii de extruziune. În: Prelucrarea metalelor prin deformare plastică, nr. 11, 1969, pag. 27–39.
6. *Golovin, V. A.* și alții: Tehnologia holodnoi ștampovki vîdavlivaniem, Moskva, Mașinostroenie, 1970.
7. *Everhart, J. C.*: Holodnoe presovanie metallov, Moskva, Mașinostroenie, 1968, (traducere din limba engleză — SUA).

◆

CZ; 621.771.

Considerații asupra efectului extruziunii la cald și al tragerii la rece, prin prisma teoriei dislocațiilor.

Ing. Aurel Vlaicu-**POPESCU** – ICPTSC – București

Introducere

În conformitate cu teoria dislocațiilor [1, 2, 3], rezistența metalelor este influențată puternic de densitatea de dislocații. În cazul în care densitatea dislocațiilor este relativ mică, acestea se pot deplasa relativ ușor și ca urmare rezistența la deformare este mică. Odată cu creșterea densității dislocațiilor se mărește posibilitatea de interacțiune dintre dislocații, deci crește rezistența la deformare. În practică, creșterea rezistenței mecanice a metalelor se bazează tocmai pe creșterea densității de dislocații, așa cum se întîmplă la ecruisare sau tratament termic. Totuși deformarea relativ ușoară a metalelor este datorată tocmai prezenței dislocațiilor în metale. Pentru deformarea plastică a materialelor lipsite de dislocații sînt necesare tensiuni de circa o mie de ori mai mari decît în cazul materialelor reale. În concluzie, dacă densitatea de dislocații se micșorează deformarea plastică devine mai dificilă și ca urmare rezistența materialelor metalice poate fi îmbunătățită și pe calea micșorării densității de dislocații. Densitatea N_{cr} corespunde materialelor recoapte (în conformitate cu notațiile din figura 1).

Curba nefiind simetrică, rezultă că efectul micșorării densității dislocațiilor sub valoarea critică N_{cr} asupra proprietăților de rezistență este mai puternic decît efectele obținute prin metodele clasice, printre care se numără și formarea „whiskers-urilor" care prezintă proprietăți de rezistență superioare materialului de bază din care au fost executate. În încercările semiindustriale efectuate s-a încercat să se verifice experimental modul de variație a caracteristicilor mecanice cu densitatea de dislocații, admițînd că fiecare tratament mecanic sau termic duce la creșterea densității de dislocații.

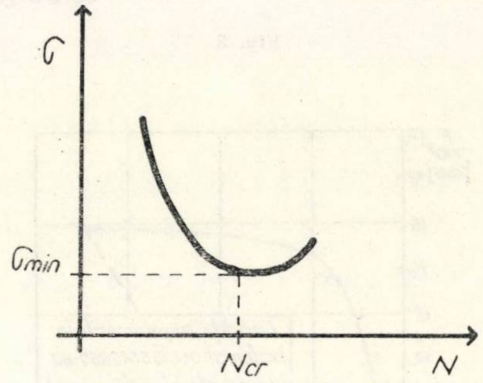


Fig. 1. Variația rezistenței la deformare cu densitatea de dislocație (*N*).
Schemă, după (1).

Utilaje și parametri de experimentare

Experimentările s-au efectuat la Întreprinderea de prelucrare a aluminiului – Slatina, în condiții industriale, astfel:

— Încălzirea semifabricatelor turnate semicontinuu, omogenizate și debitate, a fost făcută în cuptoarele cu propulsie cu gaz, cu parametrii aleși conform principiilor prezentate în [4].

— Extruziunea a fost realizată pe presa hidraulică orizontală de 2250 tf pentru bara cu diametrul de 36 mm şi pe presa hidraulică orizontală de 3600 tf pentru barele cu diametre de 25, 42 şi 52 mm.

Viteza precum şi temperatura de extruziune au fost alese tot în conformitate cu metodele de optimizare prezentate în [4] şi [5]. Aliajul utilizat este din clasa „Dural" (2024). În continuare, produsele extrudate au parcurs fluxul tehnologic normal de tratament termic şi finisare în conformitate cu fluxul tehnologic existent la această întreprindere.

Rezultate obţinute şi discuţia rezultatelor.

Vom prezenta mai jos rezultatele obţinute la experimentările efectuate şi anume:

În tabelul 1 sînt date caracteristicile mecanice obţinute la extruziunea barei cu diametrul de 36 mm cu diferite temperaturi de extruziune, în condiţiile corelării vitezei cu temperatura.

În urma acestor experimentări a fost ridicată diagrama din figura 2, în care se prezintă variaţia caracteristicilor mecanice funcţie de temperatură. Se observă creşterea rezistenţei şi scăderea alungirii pînă la o anumită temperatură, ceea ce indică o scădere a densităţii de dislocaţii corespunzătoare alungirii structurii primare şi apoi scăderea rezistenţei şi o creştere a alungirii, care la rîndul său indică o creştere a densităţii de dislocaţii corespunzătoare distrugerii structurii primare. De aici se desprinde concluzia că există o temperatură optimă de deformare pentru cazul dat, situată la 390...395°C.

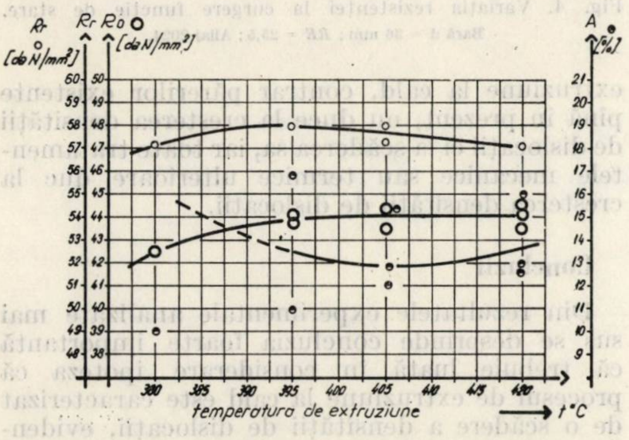


Fig. 2. Variaţia proprietăţilor mecanice ale barelor extrudate la cald, funcţie de temperatură.

Bară cu diametrul de 36 mm ; $RE = 25{,}5$; aliaj 2024.

În tabelele 2, 3 şi 4 se prezintă caracteristicile mecanice obţinute după extruziunea şi tratamentul termic al barelor cu diametrele de 25, 42 şi 52 mm. Împreună cu rezultatele obţinute la bara cu diametrul de 36 mm a fost posibilă

Tabelul 1

Bară $d = 36$ mm $RE = 25{,}5$

Nr. crt.	Simbol bilet.	Temp. extr. °C	R_r daN/mm	R_0 daN/mm²	A %	Obs.
1	x	395	59	44,8	11	1
2	x	395	59	44,8	16,8	1
3	x	395	59	45,1	16	1
4	32	405	58,3	44,6	15	1
5	32	405	58,3	48,6	12	1
6	32	405	59	45,4	12,8	1
7	47	420	58,6	45,1	12,6	1
8	47	420	58,3	44,6	13	1
9	47	420	59,7	45,6	16	1

Tabelul 2

Bară $d = 25$ mm; RE $= 16$

Nr. crt.	Simbol bilet.	Temp. extr. °C	R_r daN/mm²	R_0 daN/mm²	A %	Obs.
1	5	385	56	44,3	14,4	1
2	8	390	55	44	15	1
3	11	390	55	44	15	1

Tabelul 3

Bară $d = 42$ mm; $RE = 22$

Nr. crt.	Simbol bilet.	Temp. extr. °C	R_r daN/mm²	R_0 daN/mm²	A %	Obs.
1	2	385	54,5	41,5	11,8	1
2	6	390	54,5	41,5	11,6	1
3	11	390	54	41	11,8	1

Tabelul 4

Bară $d = 52$ mm; $RE = 29{,}5$

Nr. crt.	Simbol bilet.	Temp. extr. °C.	R_r daN/mm²	R_0 daN/mm²	A %	Obs.
1	3	385	55,3	42,6	14	1
2	7	390	55	42	14,5	1
3	10	390	55	42	14	1

trasarea diagramei din figura 3, din care se observă o creştere a rezistenţei şi o scădere a alungirii cu raportul de extruziune şi apoi o stabilizare. Întrucît nu s-a ajuns la rapoarte de extruziune critice pentru acest aliaj, cu valori de circa 60, se remarcă doar o uşoară scădere a rezistenţei şi o mai marcată creştere a alungirii. Se poate deci spune că atît timp cît ne menţinem în domeniul de deformare fără distrugerea structurii primare, găsind un raport de extruziune optim pentru fiecare aliaj şi chiar produs, se produce o scădere a densităţii de dislocaţii în procesul de extruziune faţă de starea iniţială. Scăderea ulterioară a rezistenţei şi creşterea alungirii indică începutul distrugerii structurii primare.

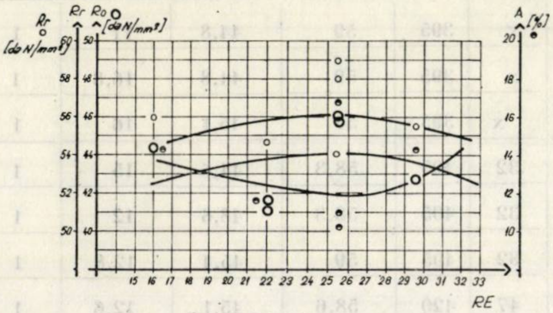


Fig. 3. Variaţia caracteristicilor mecanice funcţie de extruziunea la extruziunea la cald a barelor rotunde. Aliaj 2024.

În tabelul 5 sînt prezentate rezultatele obţinute în urma încercărilor mecanice efectuate la bara cu diametrul de 36 mm, cu tratamente mecanice sau termice ulterioare. Luînd în considerare faptul că orice deformare ulterioară duce la creşterea densităţii de dislocaţii, s-a trasat diagrama din figura 4, pe abscisa căreia au fost plasate la distanţe arbitrar alese punctele care arată stările materialului încercat.

Tabelul 5

Bară d = 36 mm ; RE = 25,5

Nr. crt.	Simbol bilet.	Temp. extr. °C.	R_r daN/mm²	R_0 daN/mm²	A %	Obs.
1	2	380	58,2	43	10	1
2	5	380	56,8	40,5	12,2	2
3	6	380	50,1	36	17	3
4	9	380	46	32,8	22	4
5	10	380	47	34,5	20,4	5
6	12	380	46,7	34,5	18	6

Legendă la tabelele 1—5 :
1 — Extrudat
2 — Extrudat + întindere controlată
3 — Extrudat + tras
4 — Extrudat + tras + întindere controlată
5 — Extrudat + recopt + tras
6 — Extrudat + recopt + tras + întindere controlată

Pe ordonată au fost marcate rezistenţele la curgere ale materialelor încercate în fiecare din stările date. Dacă se ia în considerare ipoteza că fiecare stare este caracterizată printr-o anumită densitate de dislocaţii, curba obţinută reproduce fidel alura curbei prezentate în introducere, cu alte cuvinte procesul de extruziune la cald, contrar părerilor existente pînă în prezent, nu duce la creşterea densităţii de dislocaţii ci la scăderea sa, iar toate tratamentele mecanice sau termice ulterioare duc la creşterea densităţii de dislocaţii.

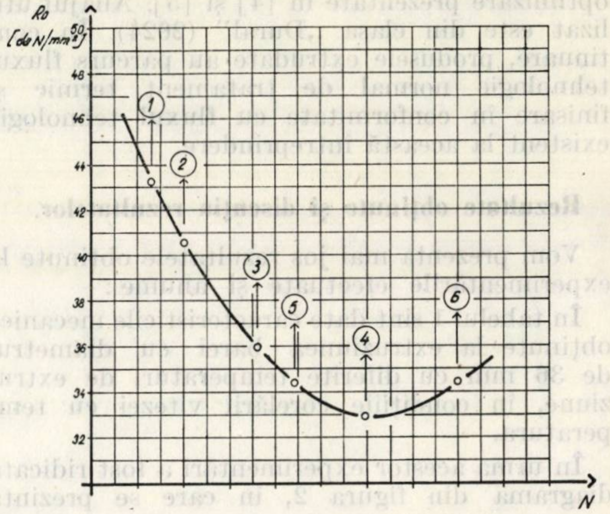


Fig. 4. Variaţia rezistenţei la curgere funcţie de stare. Bară d = 36 mm ; RE = 25,5 ; Aliaj 2024.

Concluzii

Din rezultatele experimentale analizate mai sus se desprinde concluzia foarte importantă că trebuie luată în considerare ipoteza că procesul de extruziune la cald este caracterizat de o scădere a densităţii de dislocaţii, evidenţiindu-se astfel drept un proces de creştere a caracteristicilor mecanice în proporţii mai mari decît prin metodele clasice. Forma grăunţelor deformate aminteşte de „whiskers-urile" obţinute prin alte metode. Totodată urmează a verifica această ipoteză prin alte metode de analiză existente, lucrare de altfel în curs.

BIBLIOGRAFIE

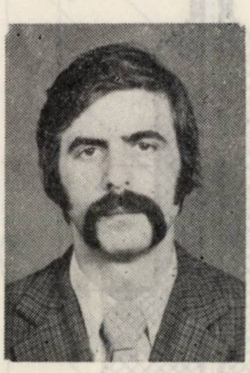
1. *Geru, N.* : Proprietăţile metalelor şi metode fizice de control. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1969.
2. *Wott, F. N.* : La structure atomique et la résistance des métaux. Dunod, Paris, 1958.
3. *Gîdea, S., Protopopescu, W.* : Aliaje neferoase. Editura tehnică, Bucureşti, 1965.
4. *Popescu, A. V.* şi colectiv : Cercetări privind optimizarea parametrilor tehnologici de extruziune şi tratament termic final ai produselor din aliajul 2024. Studiu ICPTSC, Simbol PHX, 1974.
5. *Popescu, A. V.* : Optimizarea parametrilor tehnologici la extruziunea produselor din aliaje de aluminiu. Comunicare la „Sesiunea de comunicări a ICPTSC", Bucureşti, 1974.

4. Metode de cercetare și considerații teoretice

CZ: 621. 983

Măsurarea de precizie a temperaturii sub suprafața matriței, în timpul matrițării

Ing. Stelian **GEORGESCU-COCOȘ**; fiz. Eduard **GUGUI** — ICPTSC – București
Tehn. Vasile **ALEXE** — Institutul național de metrologie – București



Eduard Gugui este absolvent al Facultății de fizică a Universității din București din anul 1969. De la absolvire a lucrat la Intreprinderea optică română din București, iar din anul 1973 lucrează la ICPTSC — București, în cadrul laboratorului de deformări plastice. Este doctorand la Institutul de fizică atomică din București, specialitatea fizica neutronilor.

1. Introducere

Performanțele și comportarea matrițelor de forjare, în special ale celor de matrițare la cald, au o importanță economică deosebită. Diminuarea sau îndepărtarea cauzelor uzurii matrițelor duc în condițiile unei competitivități industriale ridicate la o reducere a prețului de cost și la o reducere a timpului auxiliar ce apare la înlocuirea matrițelor sau la repararea celor uzate. Alegerea oțelurilor pentru construcția matrițelor, care să corespundă unei înalte productivități, necesită cunoașterea profundă a fenomenelor de uzură ce apar în timpul lucrului.

În cadrul unei lucrări de cercetare efectuate la ICPTSC — București asupra uzurii oțelurilor pentru matrițe a fost experimentat cu succes un test de încercare la uzură a acestora. Dificultățile care ar fi apărut la analiza teoretică a problemei în cazul unei matrițe reale au necesitat folosirea unor matrițe simple de refulare plană (pastile confecționate din mărcile de oțeluri respective). La uzura matrițelor, deosebit de importante sînt condițiile termice de exploatare a acestora.

În acest articol se reprezintă rezultatele unei cercetări asupra unei metode de măsură a temperaturii sub suprafața matrițelor în timpul matrițării și a execuției unui aparat (termocuplu) pentru măsurarea schimbului de căldură sub suprafața matriței.

2. Considerații teoretice

În matrițarea la cald se produce un contact intim între matriță și piesa caldă (1100°C), în urma căruia apare un gradient de temperatură în matriță. Distribuția temperaturii în masa sculei se face neuniform, curba de distribuție înregistează un maxim în zona de contact, provocînd astfel un șoc termic care participă la uzura sculei. Pentru a diminua efectele acestuia se preîncălzește matrița înainte de începerea operațiilor de lucru. Fluxul de căldură cîștigat se distribuie aproape instantaneu în straturile superficiale, reducînd rezistența sculei la uzură, și provocînd fisuri în suprafața matriței cît și în volum cînd materialul sculei are un coeficient de conductivitate termică mic. Ansamblul pirometric conține: un analizor (milivoltmetru gradat în °C), un cablu de prelungire, o cutie cu montaj de compensare a temperaturii sudurii reci și conductoare de legătură.

Alegerea metodei de măsură depinde de factori ca:

— *Factori meteorologici* ce afectează domeniul de măsură, precizia, inerția termică.

— *Factori de tehnica măsurării* ce afectează distribuția măsurătorilor în timp, amplasarea punctului de măsură, accesibilitatea punctului de măsură, agresivitatea mediului.

— *Factori derivați* din modul în care trebuie utilizat rezultatul măsurării.

— *Factori tehnico-economici.*

Limitarea domeniului de măsură este produsă fie de schimbarea de stare a corpului termometric fie de scăderea sensibilității către limita respectivă. Limitele variază de la o metodă la alta; de aceea este necesară considerarea acestora la alegerea unei metode de măsură. Procesul tehnologic urmărit impune precizia cu care se efectuează măsurarea; de asemenea, este necesar să fie cunoscută eroarea cu care a fost determinată. Valoarea măsurată (t) și eroarea de măsură (e) determină un interval

($t - e, t + l$) în care se află valoarea adevărată a temperaturii măsurate. Introducerea elementului sensibil al unui termometru în mediul a cărui temperatură se măsoară produce perturbații, deoarece temperatura inițială diferă de cea a mediului. După un timp oarecare caracteristic fiecărui corp termometric, în care are loc schimbul de căldură între elementul sensibil și mediu și se produce egalizarea temperaturilor, termometrul indică valoarea corespunzătoare. Timpul de așteptare pentru stabilizarea temperaturii constituie o măsură a inerției termice.

Pentru termocuplul cromel-alumel cu $\text{Ø}_{max} = 1$ mm, $e = 0{,}368$. Timpul în care indicația se modifică cu valoarea $1 - e = (1 - 0{,}368) = 0{,}632$ (în cazul de față) din diferența dintre temperatura mediului și temperatura inițială a corpului termometric, constituie constanta de timp a aparatului. Valoarea constantei de timp depinde și de dimensiunile geometrice și de rezistența termică ale elementului. La măsurarea temperaturilor rapid variabile (ca în cazul de față) constanta de timp joacă un rol important; de asemenea, trebuie ținut seama și de constanta de timp a analizorului cu care este asociat.

3. Partea experimentală

În proiectarea și în construcția termocuplului s-a ținut seama de următoarele cerințe:

- răspuns instantaneu;
- precizie înaltă;
- rezistență la deformații mecanice;
- interferență minimă cu fluxul de căldură.

S-a confecționat un termocuplu de cromel-alumel: termoelectrodul pozitiv se compune din 85% Ni, 10% Cr și 5% adaosuri, iar cel negativ din 95% Ni și în rest adaosuri (Al, Si, Mn). În figura 1 sînt date caracteristicile acestui termocuplu comparativ cu cromel-copel.

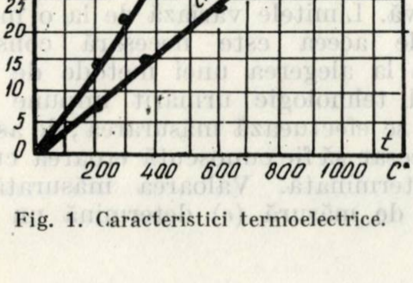


Fig. 1. Caracteristici termoelectrice.

Pentru a avea o fidelitate mare a semnalului s-au trefilat firele pînă la Ø = 0,3 mm, iar pentru a asigura rezistența mecanică necesară s-a făcut o consolidare în trepte cu ciment termoelastic (fig. 2).

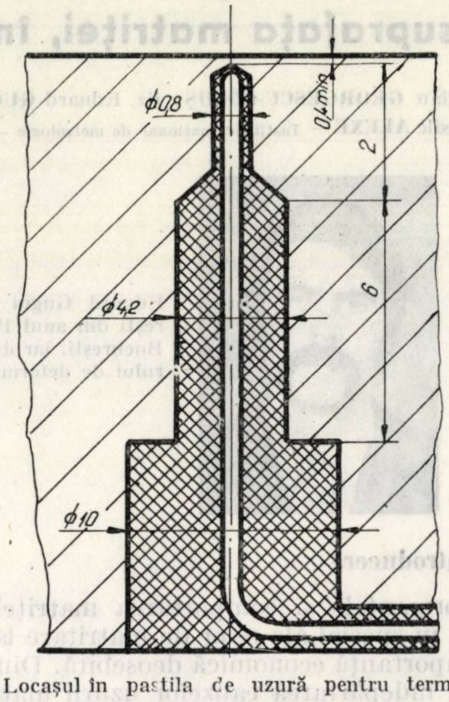


Fig. 2. Locașul în pastila de uzură pentru termocupluri

Sudura rece a fost menținută între limitele de 0°C...2°C într-un vas Dewar. Legarea la bornele milivoltmetrului s-a realizat cu două conductoare ecranate electric (fier-aliaj cupru-nichel) (fig. 3) cu secțiunea de 1,5 mm² pentru a nu introduce erori prin variația rezistenței electrice datorită variației temperaturii mediului.

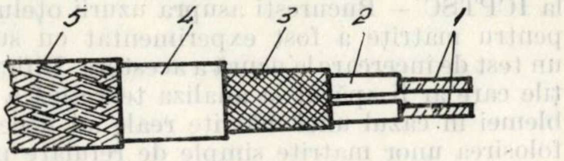


Fig. 3. Cablu de prelungire.

1. conductoare de prelungire cu secțiunea de 1,5 mm²; 2. izolație din fibre de sticlă impregnată în lac siliconic; 3. bandă de sticlă gumată; 4. manta de plumb; 5. tresă metalică din sîrmă de oțel zincată cu diametrul de 0,2 mm.

Izolația este de tip pasiv; suportă 500 V/50 Hz timp de 60 s, la o temperatură ambiantă de 20±5°C cu umiditate 80%. Pentru că s-au efectuat măsurări diferențiale s-a eliminat circuitul de compensare, iar precizia măsurărilor a fost de ±2°C (fig. 4). Experimentările au fost făcute pentru măsurarea cantitativă a căldurii obținute prin frecarea dintre epruvetă și suprafața pastilei și a căldurii datorite deformației plastice.

Măsurătorile au fost diferențiate astfel:

1. Ridicarea curbei de încălzire a pastilei

Din figura 5 se observă diferenţa între viteza de urcare şi cea de coborîre, viteză care variază cu masa pastilei.

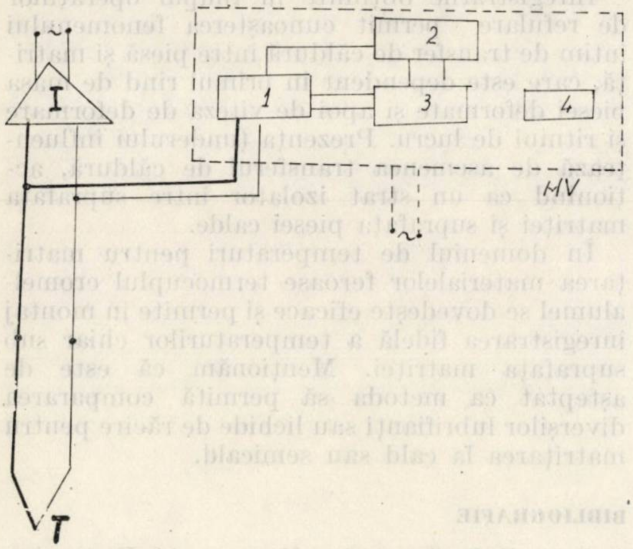


Fig. 4. Instalaţie de măsură.

I. Înregistrator Goertz! MV.1. distribuitor; 2. milivoltmetru mecanic; 3. sistem de marcare a timpului; 4. dispozitiv de afişat.

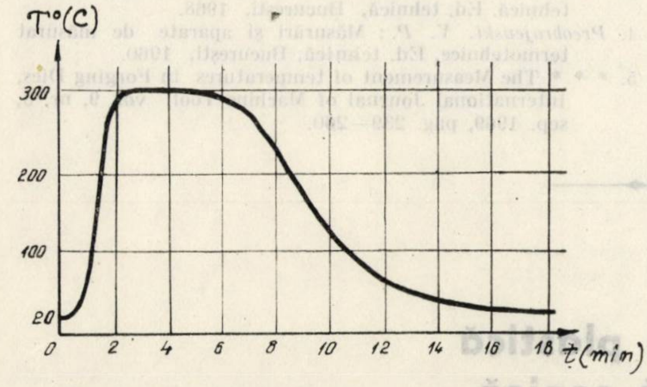


Fig. 5. Curba de încălzire pentru pastile de uzură.

Viteza de înregistrare: 20 mm/min.

De la 20°C la 300°C timpul de ridicare a fost de 1,4 minute.

Întrerupînd încălzirea, temperatura coboară cu o viteză neuniformă din ce în ce mai mică cu cît temperatura scade : de la 300°C. . .200°C $T = 4$ min, iar de la 200°C. . .100°C $T = 7{,}5$ min.

Rezultatele din curba de încălzire (fig. 5) au fost folosite pentru calculul erorii de măsură a termocuplului.

2. Măsurări de temperatură cu pastila aflată la temperatura ambiantă şi epruvetele încălzite la 1100°C

Diagrama de temperatură obţinută este cea din figura 6.

Se poate observa că dacă se păstrează ritmul de alimentare constant, temperatura pastilei ajunge la un palier de 120°C.

3. Determinări pentru două viteze constante de alimentare cu pastila preîncălzită la 300°C

În figura 7 se observă că pentru un ritm lent de alimentare pe palierul de 300°C temperatura

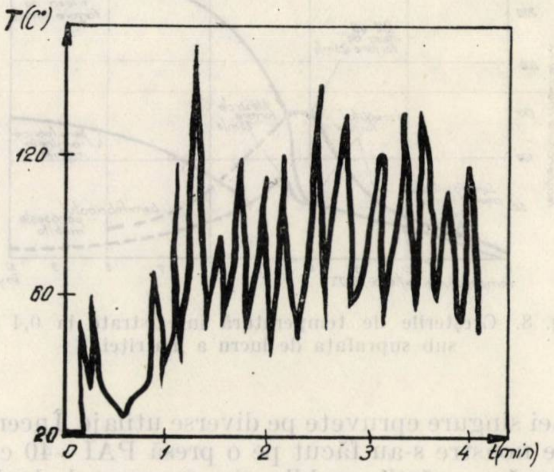
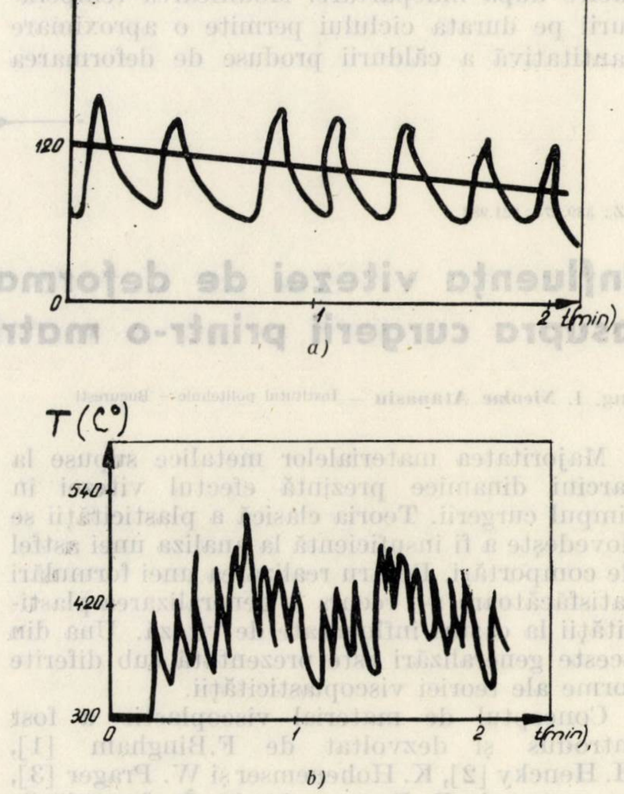


Fig. 6. Diagramă de refulare.

Viteza de înregistrare: 120 mm/min.



a)

b)

Fig. 7. Diagrama variaţiei de temperatură în funcţie de viteza de lucru.

a — ritm lent; b-ritm alert.

înregistrează variații de amplitudine, modulata scăzînd în timp. La ritm alert, temperatura pastilei se ridică cu 80°C...100°C peste palierul de încălzire, modulata înscriindu-se pe un palier superior.

În figura 8 sînt date variațiile temperaturii în timp pentru viteze diferite de deformare ale unei singure epruvete pe diverse utilaje. Încercările noastre s-au făcut pe o presă PAI—40 cu o viteză a părții mobile (în momentul lovirii) de 0,3 m/s.

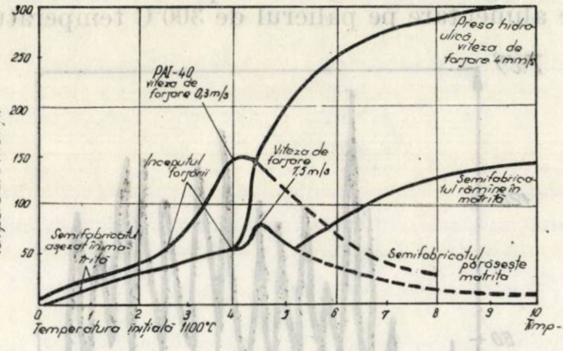


Fig. 8. Creșterile de temperatură înregistrate la 0,4 mm sub suprafața de lucru a matriței.

Așa cum se poate observa în diagramă ciclul se compune dintr-o perioadă de așezare pe pastilă, deformarea propriu-zisă și perioada de răcire după îndepărtare. Modificarea temperaturii pe durata ciclului permite o aproximare cantitativă a căldurii produse de deformarea plastică, făcînd diferența între extrapolarea curbei de încălzire la așezare și saltul înregistrat.

4. Concluzii

Înregistrările obținute în timpul operațiilor de refulare permit cunoașterea fenomenului intim de transfer de căldură între piesă și matriță, care este dependent în primul rînd de masa piesei deformate și apoi de viteza de deformare și ritmul de lucru. Prezența țunderului influențează de asemenea transferul de căldură, acționînd ca un strat izolator între suprafața matriței și suprafața piesei calde.

În domeniul de temperaturi pentru matrițarea materialelor feroase termocuplul cromel-alumel se dovedește eficace și permite în montaj înregistrarea fidelă a temperaturilor chiar sub suprafața matriței. Menționăm că este de așteptat ca metoda să permită compararea diverșilor lubrifianți sau lichide de răcire pentru matrițarea la cald sau semicald.

BIBLIOGRAFIE

1. *Baker, H. D.*: Temperature Measurement in Engineering, vol. I, John Wiley and Sons, New York, 1953.
2. *Bassiere, M., Gaignebet, E.*: Metrologie générale, théorie de la mesure. Les Instruments et leur emploi, Paris, Dunod, 1966.
3. *Vezeanu, P., Pătrașcu, St.*: Măsurarea temperaturii în tehnică. Ed. tehnică, București, 1968.
4. *Preobrojenski, V. P.*: Măsurări și aparate de măsurat termotehnice, Ed. tehnică, București, 1960.
5. * * * The Measurement of temperatures in Forging Dies, International Journal of Machine Tool, vol. 9, nr. 3, sep. 1969, pag. 239—260.

CZ: 539.374; 621.983

Influența vitezei de deformare plastică asupra curgerii printr-o matriță conică

Ing. I. **Nicolae Atanasiu** — Institutul politehnic – București

Majoritatea materialelor metalice supuse la sarcini dinamice prezintă efectul vitezei în timpul curgerii. Teoria clasică a plasticității se dovedește a fi insuficientă la analiza unei astfel de comportări. Pentru realizarea unei formulări satisfăcătoare s-a recurs la generalizarea plasticității la cazuri influențate de viteză. Una din aceste generalizări este prezentată sub diferite forme ale teoriei viscoplasticității.

Conceptul de material vîscoplastic a fost introdus și dezvoltat de F. Bingham [1], H. Hencky [2], K. Hohenemser și W. Prager [3], iar recent de P. Perzyna [4, 5]. În formulările acestor autori viteza de deformație vîscoplastică este independentă de vitezele tensiunilor. Presupuneri mai generale au fost introduse de J. Lubliner [6] și N. Cristescu [7], la care deformația inelastică constă dintr-o parte nevîscoasă și o parte independentă de viteza tensiunii. În ceea ce privește considerarea efectului vitezei în cazul procedeelor de prelucrare prin trefilare, tragere și extruziune, încercări în acest sens se regăsesc în lucrările [8, 9, 10], iar în [11] viteza procesului de prelucrare este introdusă ca un parametru important.

Efectul vitezei de prelucrare se manifestă prin variate forme și anume: mărește sau micșorează limita de plasticitate a metalului, influențează coeficienții de frecare, reglează efectul termic al deformării cum și întreaga comportare a metalului în timpul și după prelucrarea prin deformare plastică, cum ar fi tranziția ductil-fragil, proprietățile și cinetica fenomenelor de recristalizare etc. [12]. În cercetările efectuate asupra comportării metalelor la deformarea plastică în timpul extruziunii sau tragerii la diferite viteze de lucru s-au folosit atît procedeele utilizate în lucrarea [13], care au la bază teoria clasică a plasticității, cît și cele din lucrările [14, 15, 16, 17, 11], care iau în considerare deformațiile dependente de viteză.

În figura 1 se prezintă cîmpul cinematic de viteze admisibile, unde se pun în evidență trei zone. Zona I cuprinde materialul inițial nedeformat de raza R_0, delimitată de zona II prin suprafața sferică Γ_2 cu raza r_0. Zona II este zona în care se produce deformarea plastică a metalului, mărginită de suprafața conică a matriței Γ_3 și de două suprafețe sferice Γ_1 și Γ_2. Suprafața sferică Γ_1 cu raza r_f separă zona II de zona III, care cuprinde produsul deformat cu raza R_f. Suprafața Γ_2 constituie o limită sferică între zonele I și II. În zona I materialul se mișcă întocmai ca un corp rigid cu viteza V_0, iar după ieșirea din matriță în zona III, produsul deformat se deplasează tot ca un rigid cu viteza v_f.

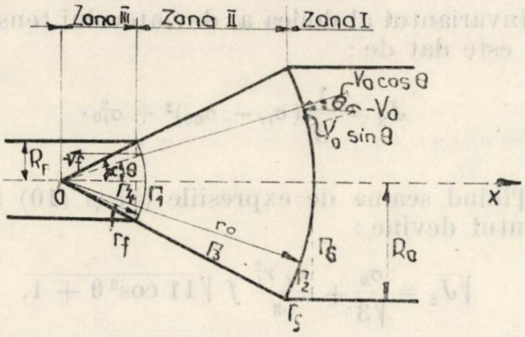


Fig. 1. Cîmpul cinematic de viteze admisibile.
R_0 — raza inițială a sîrmei ; R_0 — raza finală a sîrmei ;
V_f — viteza de intrare a sîrmei în matriță ; V_f — viteza de ieșire ;
α — semiunghiul conului matriței.

Dacă admitem că matrița conică se deformează neglijabil în timpul extruziunii sau tragerii, că în zona II procesul suferă o simetrie axială și că volumul rămîne constant, atunci se obțin următoarele componente ale cîmpului vitezelor exprimate în coordonate sferice r, θ și φ [13] :

$$v_r = v = -v_f r_f^2 \frac{\cos\theta}{r^2}\ ;\ V_\theta = V_\varphi = 0 \qquad (1)$$

Potrivit expresiilor (1) particulele materiale se mișcă radial către punctul zero. Suprafețele sferice $r = r_0$ și $r = r_f$ sînt suprafețe de discontinuitate pentru cîmpul de viteze, producînd o anumită disipare a energiei numită **lucru suplimentar**. Această discontinuitate tangențială a cîmpului de viteze se obține din expresiile :

$$\Gamma_1 : \Delta\, v = -\, v_f \sin\,\theta\ ;\ 0 \leqslant \theta \leqslant \alpha \qquad (2)$$

$$\Gamma_2 : \Delta\, b = -\, v_0 \sin\,\theta\ ;\ 0 \leqslant \theta \leqslant \alpha \qquad (3)$$

Din figura 1 mai rezultă

$$v_0 = v_f \frac{R_f^2}{R_0^2}\ ;\ r = \frac{R}{\sin\alpha} \qquad (4)$$

Într-un sistem de coordonate sferice, componentele vitezei de deformație derivate din ecuația (1) sînt :

$$\dot{\varepsilon}_{rr} = \frac{\partial v}{\partial r} = 2 v_f r_f \frac{\cos\,\theta}{r^3}$$

$$\dot{\varepsilon}_{r\theta} = \frac{1}{2r} \cdot \frac{\partial v}{\partial\theta} = \frac{1}{2} \cdot v_f\, r_f^2 \frac{\sin\,\theta}{r^3} \qquad (5)$$

$$\dot{\varepsilon}_{\theta\theta} = \dot{\varepsilon}_{\varphi\varphi} = \frac{v}{r} = -\, v_f\, r_f^2 \frac{\cos\,\theta}{r^3}$$

$$\dot{\varepsilon}_{r\varphi} = \dot{\varepsilon}_{\theta\varphi} = 0 \qquad (6)$$

$$\dot{\varepsilon}_{rr} + \dot{\varepsilon}_{\theta\theta} + \dot{\varepsilon}_{\varphi\varphi} = 0$$

Pentru a introduce factorul timp în procesul de extruziune sau tragere se va utiliza un model reologic simplu și anume modelul Bingham, care ține seama atît de deformarea plastică cît și de viteza de deformație. Potrivit acestui model, tensiunea totală se consideră ca sumă a componentelor, plastică și vîscoasă (fig. 2).

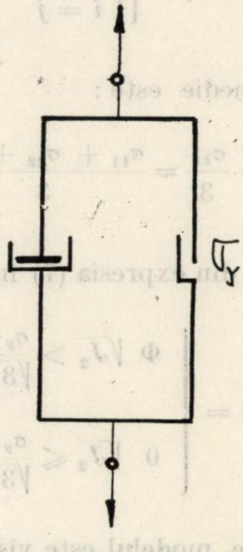


Fig. 2. Modelul reologic care ține seama de deformarea plastică și de viteza procesului.
σ_y — componența plastică ; f — componența viscoasă.

Deci comportarea materialului va depinde de coeficientul de viscozitate f ce caracterizează influența vitezei de deformație asupra deformării plastice și de limita de plasticitate σ_y (sau limita de curgere), care este o limită „medie" de curgere pentru tot procesul în cazul materialelor ecruisabile.

Deformarea metalelor la tragere și extruziune este caracterizată de curgerea tridimensională, fapt ce permite descrierea modelului Bingham cu o ecuație constitutivă de formă :

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^{vp} = \frac{1}{2f}\left\langle 1 - \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}\sqrt{J_2}}\right\rangle \sigma'_{ij} \tag{7}$$

unde : $\dot{\varepsilon}_{ij}^{vp}$ reprezintă componentele vitezei de deformație :

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^{vp} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial v_i}{\partial X_j} + \frac{\partial v_j}{\partial X_i}\right) \tag{8}$$

J_2 este al doilea invariant al deviatorului tensiunii :

$$J_2 = \frac{1}{2}\ \sigma'_{ij}\ \sigma'_{ij}$$

σ'_{ij} — componentele derivatorului tensiunii :

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ij} - \frac{\sigma_{kk}}{3}\,\delta_{ij}$$

δ_{ij} — simbolul delta al lui Kronecker :

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 0 & i \neq j \\ 1 & i = j \end{cases}$$

Tensiunea medie este :

$$\sigma = \frac{\sigma_{kk}}{3} = \frac{\sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33}}{3}$$

Notația $\langle\Phi\rangle$ din expresia (7) înseamnă că :

$$\langle\Phi\rangle = \begin{cases} \Phi & \sqrt{J_2} > \dfrac{\sigma_y}{\sqrt{3}} \\ 0 & \sqrt{J_2} \leqslant \dfrac{\sigma_y}{\sqrt{3}} \end{cases} \tag{9}$$

Cu alte cuvinte, modelul este vîscoplastic dacă este satisfăcută prima inegalitate și rigid dacă este satisfăcută cea de-a doua.

Ecuația constitutivă (7) poate fi scrisă și sub forma de mai jos dacă se ține seama de expresiile (5)

$$\dot{\varepsilon}_{rr}^{vp} = \frac{1}{2f}\left(1 - \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}\sqrt{J_2}}\right)\frac{2}{3}(\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta})$$

$$\dot{\varepsilon}_{r\theta}^{vp} = \frac{1}{2f}\left(1 - \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}\sqrt{J_2}}\right)\sigma_{r\theta} \tag{10}$$

$$\dot{\varepsilon}_{\theta\theta}^{vp} = \frac{1}{2f}\left(1 - \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}\sqrt{J_2}}\right)\frac{1}{3}(\sigma_{\theta\theta} - \sigma_{rr})\cdot$$

Invariantul al doilea al deviatorului tensiunilor este dat de :

$$J_2 = \frac{1}{3}(\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta})^2 + \sigma_{r\theta}^2\cdot \tag{11}$$

Ținînd seama de expresiile (5) și (10) invariantul devine :

$$\sqrt{J_2} = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} + \frac{v_f\, r_f^2}{r^3}\, f\,\sqrt{11\cos^2\theta + 1}. \tag{12}$$

Realizarea formei dorite a metalului se obține prin aplicarea unei tensiuni asupra volumului V al semifabricatului cuprins între planele $x = r_0$ și $x = r_f$ și mărginit lateral de cilindrul Γ_5 și conul Γ_3. Pentru determinarea acestei tensiuni se va folosi așa-numita *teoremă asupra puterii consumate*, care în acest caz are forma :

$$\int_V \sigma_{ij}\,\varepsilon_{ij}^{vp}\,\mathrm{d}v + \int_{\Gamma_1}\sigma_i\,[v_i]\mathrm{d}S + \\ + \int_{\Gamma_2}\sigma_i\,[v_i]\,\mathrm{d}S = \int_{\partial V}\sigma_i\,v_i\,\mathrm{d}S \tag{13}$$

în care :

σ_i reprezintă componentele vectorului pe frontiera domeniului v ;

$[v_i]$ — saltul vitezei particulelor la traversarea suprafețelor.

Primul termen din formulă (13) este o integrală de volum extinsă asupra ansamblului elementelor de volum *dv* ale întregului corp, în timp ce celelalte sînt integrale de suprafață extinse asupra ansamblului de elemente *dS* ale suprafeței exterioare a corpului [19]. De asemenea, această integrală reprezintă disiparea datorită deformației în zona II, care se determină folosind puterea tensiunii pe unitatea de volum ($\sigma_{ij}\,\dot{\varepsilon}_{ij}^{vp}$), care pentru ecuația constitutivă (10) se poate scrie sub forma [7] :

$$\sigma_{ij}\,\dot{\varepsilon}_{ij}^{vp} = \frac{2\,\sigma_y}{\sqrt{3}}\sqrt{J'_2} + 4\,f\,J'_2 \tag{14}$$

unde J'_2 este al doilea invariant al vitezei de deformare.

Făcînd înlocuirile se obţine :

$$\sigma_{ij}\,\dot{\varepsilon}_{ij}^{vp} = \frac{2\sigma_y}{\sqrt{3}}\,\frac{v_f\, r_f^2}{2r^3}\,\sqrt{11\cos^2\theta + 1} +$$

$$+ \frac{v_f^2\, r_f^2\, f}{r^6}\,(11\cos^2\theta + 1) \qquad (15)$$

Prin integrarea în volumul zonei II şi folosind expresia (4) se obţine puterea tensiunii ($\dot{W}$)

$$\dot{W} = 2\pi\sigma_y\, v_f\, R_f^2 \ln\frac{R_0}{R_f} f_{(\alpha)} + \frac{2}{3}\,\pi\, v_f^2\,\frac{R_f^3}{\sin\alpha} f\Bigg[1 -$$

$$-\left(\frac{R_f}{R_0}\right)^3\Bigg]\left[1 - \cos\alpha + \frac{11}{3}\,(1 - \cos^3\alpha)\right] \qquad (16)$$

în care :

$$f_{(\alpha)} = -1$$

Prima parte a expresiei (16) este identică cu puterea tensiunii care se determină cu ajutorul teoriei clasice a plasticităţii care nu ţine seama de viteza procesului [13], iar partea a doua reprezintă pierderea suplimentară a energiei datorită efectului vitezei de lucru. Termenii doi şi trei din formula (13) reprezintă pierderile de energie prin forfecare pe suprafeţele Γ_1 şi Γ_2. Calculele efectuate [11] arată că disiparea energiei datorită discontinuităţii vitezei la traversarea acestor două suprafeţe duce la sporirea tensiunii de tragere sau de extruziune cu numai 5 pînă la 7%. Aceste rezultate sînt în concordanţă cu datele prezentate în lucrările [20 şi 21].

În ceea ce priveşte membrul drept al relaţiei (13) acesta aşa cum s-a arătat mai sus reprezintă rata lucrului efectuat de vectorul tensiune pe suprafaţa exterioară a corpului ce limitează volumul v, putînd fi descompus în patru părţi :

1) De-a lungul suprafeţei conice a matriţei Γ_3 datorită frecării de contact dintre metal şi sculă. Evaluarea efectului global al frecării asupra procesului curgerii plastice se poate obţine dacă se cunoaşte presiunea (p) pe matriţă în vederea estimării tensiunii de forfecare (τ). În acest scop se va folosi o lege de frecare de tip Coulomb :

$$\tau = \mu\,\sigma_{\theta\theta} \qquad (17)$$

în care :

μ este coeficientul constant de frecare ;

$\sigma_{\theta\theta}$ — componenta tensiunii, normală pe suprafaţa matriţei, care reprezintă tocmai presiunea pe matriţă.

În calculele ce urmează componenta tensiunii normală pe suprafaţa matriţei va fi luată sub forma determinată de G. Sachs [18] :

$$\sigma_{\theta\theta} = \sigma_{xb} + \sigma_y\left[ln\left(\frac{r_0}{r}\right)^2 - 1\right] =$$

$$= \sigma_{xb} + \sigma_y\left[ln\left(\frac{R_0}{R}\right)^2 - 1\right] \qquad (18)$$

Componenta tensiunii dată de expresia (18) constituie o aproximaţie în cazul teoriei de tragere descrise.

În consecinţă puterea tensiunii pe suprafaţa conică Γ_3 a matriţei va fi :

$$\dot{W}_{\Gamma_3} = 2\pi\mu v_f\, R_f^2\,(\mathrm{ctg}\,\alpha)\ln\frac{R_0}{R_f}\cdot$$

$$\cdot\left[\sigma_y \ln\frac{R_0}{R_f} + \sigma_{xb} - \sigma_y\right] \qquad (19)$$

2. Pe suprafaţa Γ_4 unde $x = r_f$ există :

$$\dot{W}_{\Gamma_4} = \pi\, R_f^2\, V_f\, \sigma_{xf} \qquad (20)$$

3) Pe suprafaţa Γ_5, care este lipsită de tensiune, rata lucrului este egală cu zero,

4) Pe suprafaţa Γ_6 unde $x = r_0$, avem :

$$\dot{W} = -\pi R_0^2 v_0\, \sigma_{xb} \qquad (21)$$

Introducînd (16), (19), (20) şi (21) în expresia (13) se obţine tensiunea necesară tragerii sau trefilării sub forma :

$$\frac{\sigma_{xf}}{\sigma_y} = \frac{\sigma_{xb}}{\sigma_y} + 2f_{(\alpha)}\, ln\frac{R_0}{R_f} + \frac{2}{3}\,\frac{v_f}{R_f}\,\frac{f}{\sigma_y}\,\frac{1}{\sin\alpha}\Bigg[1 -$$

$$-\left(\frac{R_f}{R_0}\right)^3\Bigg]\left[1 - \cos\alpha + \frac{11}{3}(1 - \cos^3\alpha)\right] +$$

$$+ 2\mu\,(\mathrm{ctg}\,\alpha)\ln\frac{R_0}{R_f}\left[-\ln\frac{R_0}{R_f} - \frac{\sigma_{xb}}{\sigma_y} + 1\right]\cdot \qquad (22)$$

Variabilelor procesului de tragere sau trefilare care intervin în formula (22) sînt : raza semifabricatului şi raza produsului, plasticitatea metalului, coeficientul de viscozitate, coeficientul de frecare în focarul de deformare, semiunghiul conului matriţei, viteza procesului de lucru, tensiunea şi contratensiunea de tragere. Pentru determinarea valorilor optime a acestor parametri s-a folosit schema logică de calcul reprezentată în figura 3.

Pe baza formulei (22) şi a datelor experimentale obţinute pe o instalaţie proprie s-au construit graficele din figura 4, în care sînt reprezentate curbele de variaţie a tensiunii relative de tragere în funcţie de gradul de reducere a secţiunii transversale a materialului, de viteza procesului de lucru şi de semiunghiul matriţei. Calculele s-au efectuat cu următoarele valori :

$\sigma_y = 16$ Kgf/mm^2 ;
coeficientul de frecare $\mu = 0{,}030$;
coeficientul de viscozitate $f = 0{,}0239$ Kgf/mm^3/s ; – raza sîrmei la ieşirea din matriţă $R_f = 10$ mm ; – R_0 rezultînd din expresia : $r\% = 100\ [1 - (R_f/R_0)^2]$.

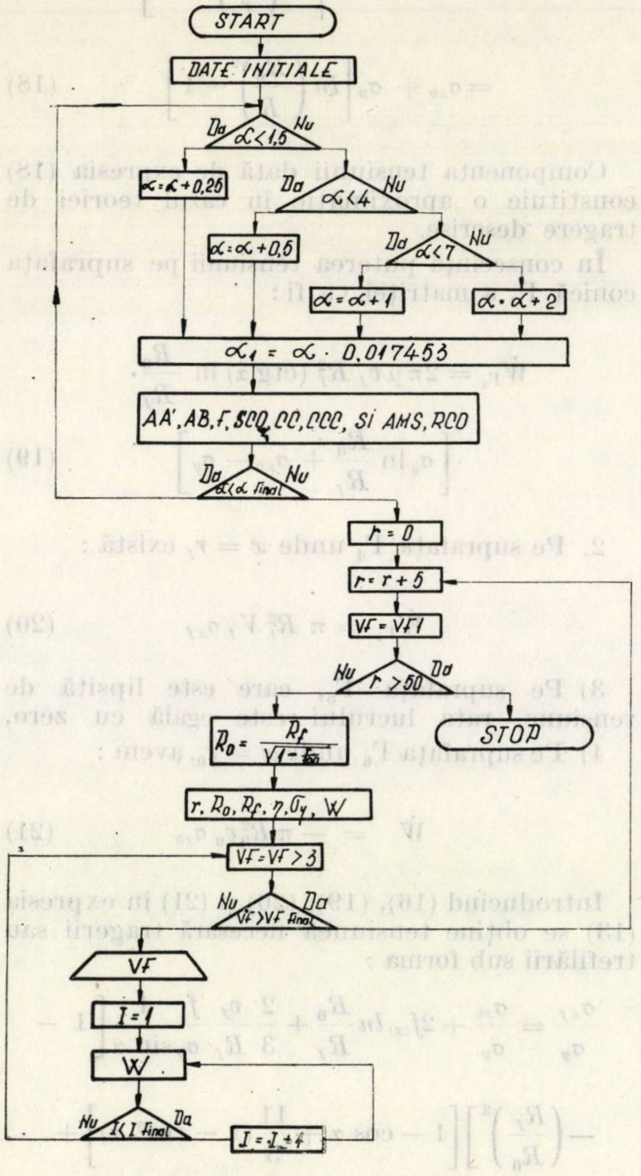


Fig. 3. Schemă logică de calcul (formula 22).

Din figura 4 se vede că tensiunea relativă de tragere creşte substanţial odată cu sporirea vitezei procesului pentru aceeaşi reducere de secţiune. Astfel, la o reducere de 30%, folosind o matriţă cu $2\ \alpha = 18°$, tensiunea relativă de tragere $\sigma_{xf}/\sigma_y = 0{,}42$ în cazul unor procese lente, $v_f = 2$ m/min şi $\sigma_{xf}/\sigma_y = 0{,}60$ la procese mai rapide, $v_f = 30$ m/min.

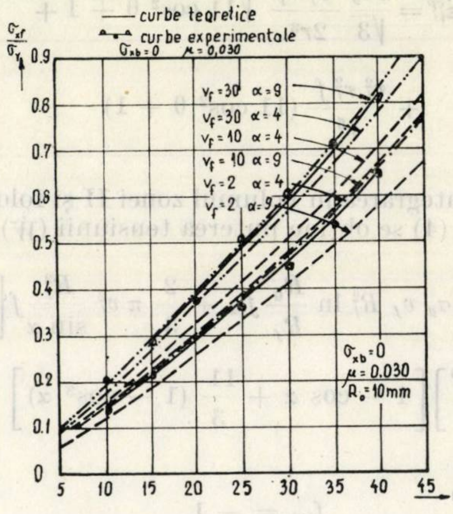


Fig. 4. Dependenţa tensiunii relative de tragere de reducerea secţiunii şi de viteza procesului.

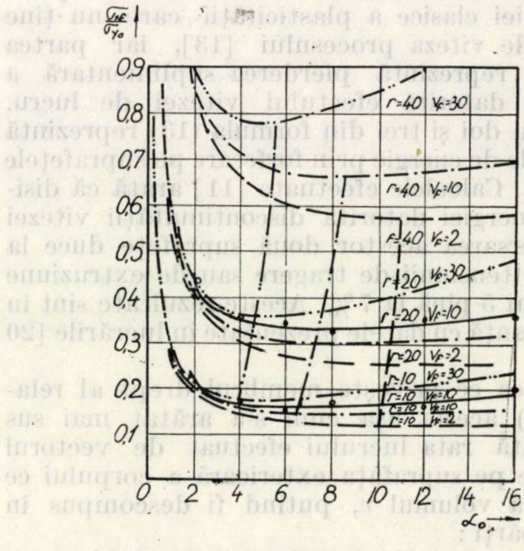


Fig. 5. Variaţia tensiunii relative de tragere în raport cu semiunghiul conului matriţei şi de viteza procesului.
— — — curbe teoretice;
. . . curbe experimentale

În figura 5 se prezintă dependenţa tensiunii relative de tragere de semiunghiul conului matriţei pentru trei reduceri de secţiune : $r = 10{,}20$ şi 40% şi pentru diferite viteze de tragere : $v_f = 2$, 10 şi 30 m/min. Pentru comparaţie, pe diagramă s-au trecut şi curbele obţinute pe cale experimentală pentru $r = 10$ şi 20% şi $v_f = 10$ m/min. Din figura 5 rezultă că termenul referitor la viteză (formula 22) cere o contribuţie însemnată asupra mărimii forţei de tragere. De asemenea, se vede că pentru fiecare viteză de lucru există cel mai indicat unghi al conului matriței, căruia îi corespunde o valoare minimă a forței de tragere, așa cum se arată pe diagramă.

În formula (22) s-a utilizat o lege de tip Coulomb care este în concordanță cu datele experimentale, deși experiențe mai precise au arătat că τ nu depinde liniar de p. Pentru ușurința calculelor în teoria prelucrării prin deformare plastică se folosește frecvent și o altă lege de frecare în care nu mai intervine p. Potrivit acestei legi, dacă materialul prelucrat se află în stadiu plastic, atunci modelul tensiunii de forfecare datorită frecării este proporțional cu tensiunea tangențială maximă :

$$\tau_y = m\left[\frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} + \frac{v_f\, r_f^2}{r^3} f \sqrt{11\cos^2\theta + 1}\right] \quad (23)$$

în care m este un coeficient constant de frecare și are valoarea :

$$0 \leqslant m \leqslant 1$$

$m = 0$ înseamnă lipsa frecării, iar $m = 1$ înseamnă frecarea maximă posibilă.

Pe baza acestei legi s-a determinat o formulă care permite calculul tensiunii de tragere sau extruziune de forma :

$$\frac{\sigma_{xf}}{\sigma_y} = 2f_{(\alpha)}\, ln\left(\frac{R_0}{R_f}\right) + \frac{2}{9}\,\frac{v_f}{\sigma_y}\, f_k\left[1 - \left(\frac{R_0}{R_f}\right)^3\right]\frac{R_f}{\sin\alpha}\left[1 - \cos\alpha + \frac{11}{3}\left((1 - \cos^3\alpha)\right] + \right.$$

$$+ \frac{2}{\sqrt{3}}\left[\frac{\alpha}{\sin^2\alpha} - \mathrm{ctg}\,\alpha + m\,(\mathrm{ctg}\,\alpha)\ln\left(\frac{R_0}{R_f}\right) + \right.$$

$$\left. + m\,\frac{L}{R_f}\right] + \frac{\sigma_{xb}}{\sigma_Y} \quad (24)$$

în care : L este lungimea de contact dintre produsul tras și partea cilindrică a matriței.

Influența gradului de reducere și a vitezei de lucru în cazul unor procese lente, $v_f = 2$ m/min, se arată în figura 6, iar în figurile 7 și 8 pentru procese mai rapide $v_f = 10$ m/min și respectiv 30 m/min. Pe diagrame s-au reprezentat și curbele care indică unghiul α_{opt} pentru fiecare grad de reducere și fiecare viteză de lucru.

În concluzie se pot arăta următoarele :

a) factorul timp influențează asupra tuturor parametrilor care intervin în procedeele de prelucrare prin trefilare sau tragere ;

b) teoria tragerii sau trefilării descrisă cu ajutorul unei ecuații constitutive prezintă o bună concordanță cu rezultatele experimentale obținute în cazul unui aliaj de aluminiu.

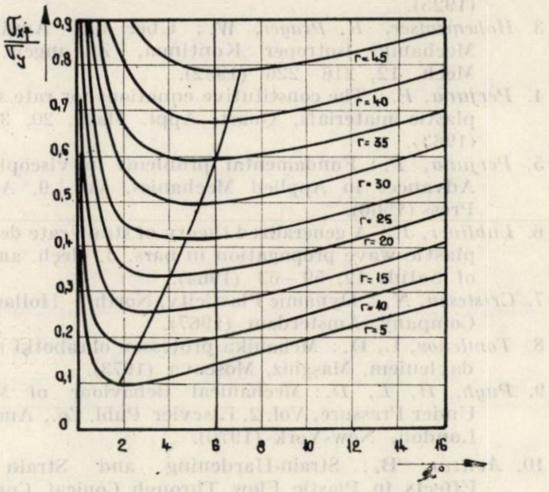


Fig. 6. Influența gradului de reducere și a vitezei de lucru asupra tensiunii relative de tragere ; v_f—2m/min

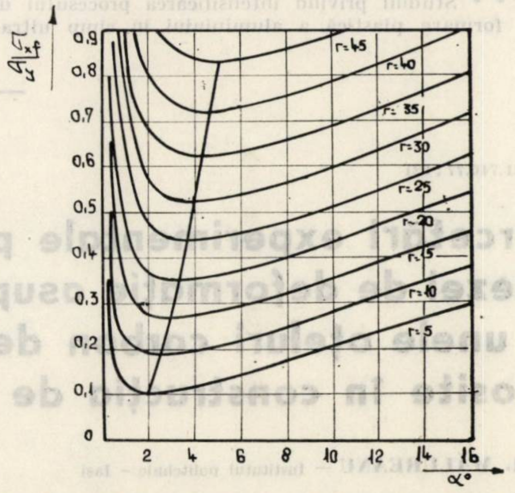


Fig. 7. Dependența tensiunii relative de tragere, de gradul de reducere și de viteza de lucru ; v_f — 10 m/min.

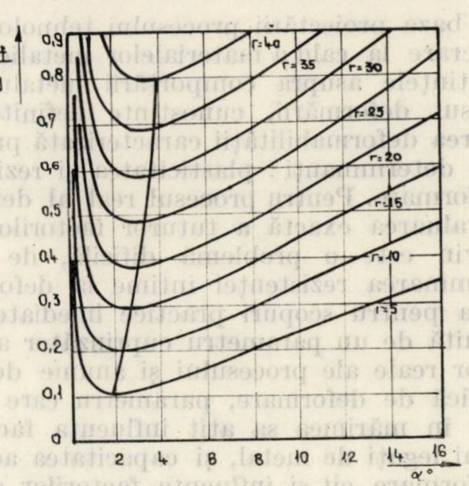


Fig. 8. Variația tensiunii relative de tragere, funcție de gradul de reducere și de viteza de lucru ; v_f — 30 m/min.

BIBLIOGRAFIE

1. *Bingham, F. C.* : Fluidity and Plasticity, McGraw, New York (1922).
2. *Hencky, H.* : Über langsaeme stationare strömung in plastischen massen, Z. angew. Math. Mech. 5, 115 (1925).
3. *Hohememser, K. Prager, W.* : Über die Ansätze der Mechanik Isotroper Kontinua, Z. angew. Math. Mech. 12, 216–226 (1932).
4. *Perjuna, P.* : The constitutive equations for rate sensitive plastic materials, Quart, Appl. Math. 20, 321–332 (1963).
5. *Perjuna, P.* : Fundamental problems in viscoplasticity, Advances in Applied Mechanics, Vol. 9. Academic Press (1966).
6. *Lubliner, J.* : A generalized theory of strain rate dependent plastic wave propagation in bars, J. Mech. and Phys. of Solids 12, 59–63 (1964).
7. *Cristescu, N.* : Dynamic Plasticity, North – Holland Publ. Company, Amsterdam (1967).
8. *Tomlenov*, L, D. : Mehanika proţessov obrabotki metallov davleniem, Maşghiz, Moscova (1973).
9. *Pugh, H, L, D.* : Mechanical Behaviour of Materials Under Pressure, Vol. 2, Elsevier Publ. Co., Amsterdam London, New-York (1970).
10. *Avitzur*, B. : Strain-Hardening and Strain – Rate Effects în Plastic Flow Through Conical Converging Dies, Journal of Engineering for Industry 8, 556–562 (1967).
11. * * * Studiul privind intensificarea procesului de deformare plastică a aluminiului în cîmp ultrasonic, Contract cercetare Nr. 5, 1973. Institutul politehnic Bucureşti – Universitatea Bucureşti şi Intreprinderea de prelucrare a aluminiului – Slatina.
12. *Pridvornic, M.* : Vitezele optime de deformare plastică în cazul prelucrării aluminiului şi aliajelor sale, Metalurgia 7, 393–396 (1973).
13. *Avitzur, B.* :. Metal Forming : Processes and Analysis, McGraw-Hill, New-York (1968).
14. *Phillips, A. Wu Han-Chin* : A theory of viscoplasticity, Int. J. Solids Structures 9, 15–30 (1973).
15. *Nicholson, D. Phillips, A* : On the Structures of the Theory of viscoplasticity, Int. J. Solids Structures 10, 149–160 (1974).
16. *Nagarajan*, S. *Popov E. P.* : Plastic and vîscoplastic Analysis of Axisymmetric Shells, Int. J. Solids Structures 11, 1–19 (1975).
17. *Drăgan, I.* : Consideraţii asupra comportării plastivîscoase a metalelor şi aliajelor în timpul deformării, din vol. Îmbunătăţirea calităţii pieselor forjate, (O D P T – MICMG), 5–12 (1972).
18. *Hoffman, A., Sachs*, G. : Introduction to the Theory of Plasticity for Engineers, McGraw-Hill Book Company, New-York, 1953.
19. *Massonnet, Gh., Depres, G., Maquoi, R., Müller, R. Fonder, G.* : Calculul structurilor la calculatoare electronice, Editura Tehnică, Bucureşti, 1974.
20. *Jonas, F. F., Chandra, T.* : The Extrusion of Rate Sensitive Materials, AIME Symposium, Cleveland, Ohio, Octombrie 1974.
21. *Chandra, T., Jonas, J. J* : Strain Rate During the Extrusion of Strain Rate Sensitive Materials Metallurgical Transactions 8, 2079 – 2082 (1970).

CZ ; 621.746.77 ; 621

Cercetări experimentale privind influenţa vitezei de deformaţie asuprare zistenţei de deformare la cald la unele oţeluri carbon de calitate folosite în construcţia de maşini.

Ing. I. MĂLUREANU – Institutul politehnic – Iaşi

1. Consideraţii generale

La baza proiectării procesului tehnologic de prelucrare la cald a materialelor metalice stau cunoştinţele asupra comportării metalului în procesul deformării, cunoştinţe definite prin valoarea deformabilităţii caracterizată prin doi indici determinanţi : plasticitatea şi rezistenţa la deformare. Pentru procesul real al deformării evaluarea exactă a tuturor factorilor care intervin este o problemă dificilă, de aceea determinarea rezistenţei intime la deformare, adesea pentru scopuri practice imediate, este înlocuită de un parametru cuprinzător al condiţiilor reale ale procesului şi anume de forţa specifică de deformare, parametru care înglobează în mărimea sa atît influenţa factorilor interni legaţi de metal, şi capacitatea acestuia la deformare, cît şi influenţa factorilor externi legaţi de parametrii externi ai regimului deformării şi în special de existenţa şi aspectul frecării dintre metal şi scule [8]. În acest context prezenta lucrare îşi propune să evidenţieze pe bază de date experimentale influenţa unuia din parametrii importanţi ai regimului deformării şi anume influenţa vitezei de deformaţie asupra forţei specifice de refulare la cald a unor oţeluri carbon de calitate – STAS 880–1966.

2. Metodica cercetării

Cercetările experimentale au fost efectuate asupra a cinci mărci de oţel carbon de calitate folosite în construcţia de maşini, STAS, 880–1966, a căror compoziţie chimică este dată în tabelul 1.

Observaţii : S-a determinat exact conţinutul de carbon şi siliciu, restul elementelor fiind înscris în tabelul 1 după STAS 880–1966.

Din semifabricatul sub formă de bară laminată la cald s-au confecționat prin strunjire epruvete cilindrice cu diametrul de 12 mm și înălțimea (*h*) de 18 mm, respectînd raportul înălțimii la diametru între 1,0...3,0, în cazul de față acest raport fiind de 1,5. Alegerea acestei valori este determinată de faptul că la rapoarte mai mici decît 1,0 forța de deformare crește foarte mult, iar la rapoarte mai mari de 3,0 apare pericolul flambajului.

În ce privește regimul de încălzire au fost respectate condițiile arătate în [8], adică s-a ținut cont de criteriul Biot (mai mic de 0,25) și de timpul necesar de încălzire pentru temperatura de regim, temperatură proprie intervalului termic de prelucrare la cald, prevăzut de standard, din domeniul stabilității austenitei, temperaturile de lucru fiind : 900°C, 1000°C și 1100°C. Încălzirea s-a făcut în condiții de laborator apropiate de cele uzinale, respectiv într-un cuptor electric numai cu control automat de temperatură, atmosfera nefiind asigurată din punct de vedere al îndepărtării acțiunii agenților oxidanți.

Încercările de refulare s-au efectuat pe o instalație cu explozie, construită de autor, capabilă să dezvolte viteze de deformație de peste 1000 s^{-1}, prin viteză de deformație ($\dot{\varepsilon}$) înțelegîndu-se variația gradului de deformare (ε) în unitatea de timp (*t*).

$$\dot{\varepsilon} = \frac{\varepsilon}{t} \, [s^{-1}] \qquad (1)$$

Măsurarea forței de deformare s-a făcut pe instalația bloc prezentată în figurile 1 și 2.

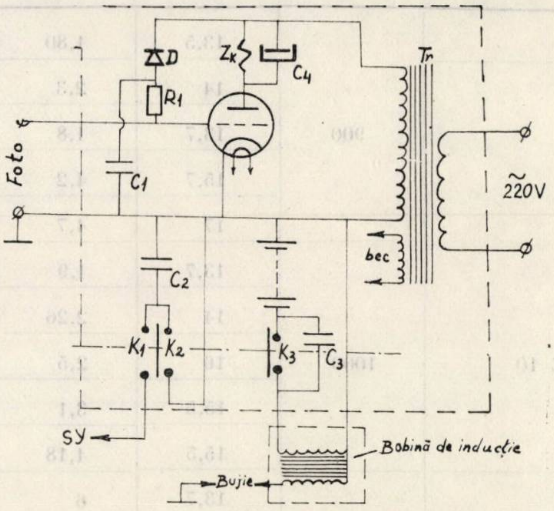


Fig. 2. Schema electronică a blocului de comandă.

Tr. — transformator ; Z_k — bobina releului electromagnetic ; K_1, K_2,K_3 — contacte releu ; 6P9 — tub electronic ; *D* — diodă ; R_1 — rezistență de negativare ; C_1 — condensator de filtrare ; C_2 — condensator de comandă spot ; C_3 — condensator de contact ; C_4 — condensator pentru filtrare și întîrziere ; foto-contact blitz ; *SY* — intrare semnal la osciloscop pentru comandă spot.

Privind schemele din aceste două figuri funcționarea instalației se prezintă astfel : după încărcarea amestecului exploziv (butan și oxigen), la comanda contact blitz închis releul blocului de comandă excită automat scînteia de aprindere prin lanțul bobină de inducție-bujie și în același timp cu o mică întîrziere comandă declanșarea spotului într-o singură

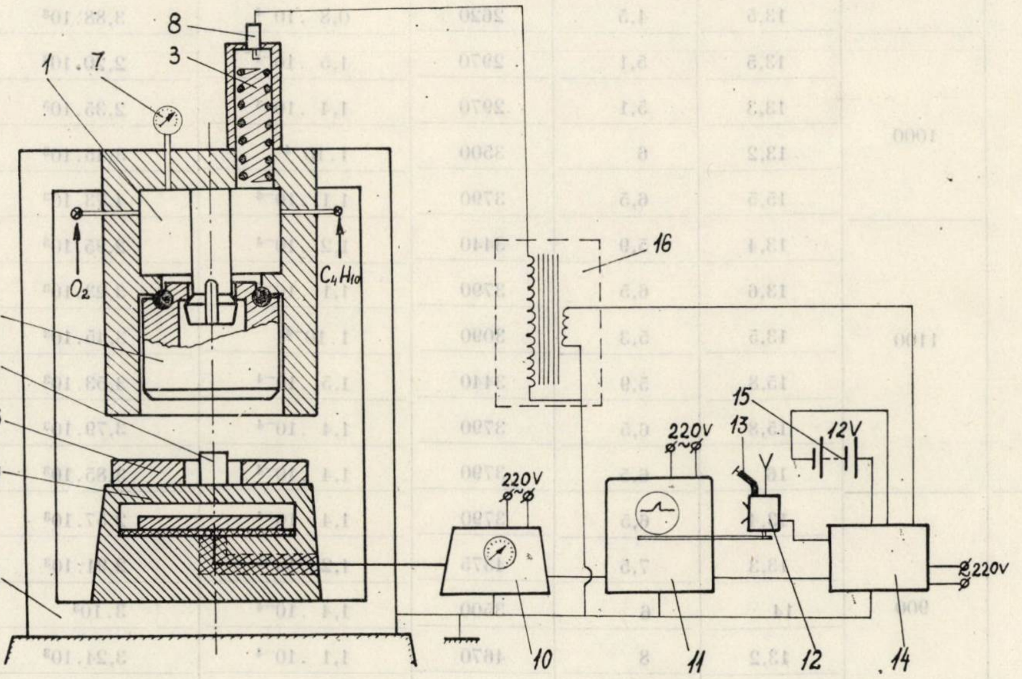


Fig. 1. Schema bloc a instalației pentru încercare-măsurare a forței de refulare.

1 — camera de ardere ; 2 — piston ; 3 — tub de detonație ; 4 — nicovală- traductor capacitiv ; 5 — inel limitator al gradului de deformare ; 6 — epruvetă ; 7 — manometru ; 8 — bujie ; 9 — cadru închis ; 10 — puncte capacitive ; 11 — osciloscop catodic tip TR—4101—D—Orion ; 12 — aparat foto ; 13 — contact de blitz ; 14 — bloc electronic de comandă ; 15 — acumulator (12 v) ; 16 — bobină de inducție.

Tabelul 1

Valori experimentale pentru forța specifică a refulării

Oțelul	T [°C]	d [mm]	Amplitudine spot [mm]	F_{de} [daN]	Durată impuls t_e [s]	Viteză deformație $\dot{\varepsilon}$ [s^{-1}]	Presiune specifică [daN/mm²]
1	2	3	4	5	6	7	8
OLC 10	900	13,5	1,80	1050	$1,1 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^3$	7,34
		14	2,3	1340	$1,1 . 10^{-4}$	$3,6 . 10^3$	8,70
		13,7	1,8	1050	$1,1 . 10^{-4}$	$3,4 . 10^3$	7,20
		15,7	4,2	2450	$1,14 . 10^{-4}$	$4,5 . 10^3$	12,60
		17	4,7	2741	$0,88 . 10^{-4}$	$5 . 10^3$	12,25
	1000	13,7	1,9	1110	$1,06 . 10^{-4}$	$3,4 . 10^3$	7,50
		14	2,26	1315	$1,16 . 10^{-4}$	$3,4 . 10^3$	8,53
		16	2,5	1455	$1,44 . 10^{-4}$	$3,5 . 10^3$	7,23
		15,5	3,1	1805	$1,20 . 10^{-4}$	$4,3 . 10^3$	9,56
		15,5	4,18	2430	$1,00 . 10^{-4}$	$5 . 10^3$	11,60
	1100	13,7	6	3500	$1 . 10^{-4}$	$3,3 . 10^3$	23,70
		13,8	6	3500	$1 . 10^{-4}$	$3,5 . 10^3$	23,40
		15,6	7	4070	$1,4 . 10^{-4}$	$3,85 . 10^3$	20,60
		16,2	6	3500	$0,8 . 10^{-4}$	$6,75 . 10^3$	16,95
OLC 15	900	15	4	2330	$1,8 . 10^{-4}$	$2,47 . 10^3$	13,15
		15	4,1	2390	$1,7 . 10^{-4}$	$2,61 . 10^3$	13,50
		13	4,7	2740	$1 . 10^{-4}$	$3,30 . 10^3$	20,60
		14	5,5	3210	$0,9 . 10^{-4}$	$3,56 . 10^3$	20,80
		13,5	4,5	2620	$0,8 . 10^{-4}$	$3,88 . 10^3$	18,60
	1000	13,5	5,1	2970	$1,5 . 10^{-4}$	$2,20 . 10^3$	20,80
		13,3	5,1	2970	$1,4 . 10^{-4}$	$2,35 . 10^3$	21,30
		13,2	6	3500	$1 . 10^{-4}$	$3,45 . 10^3$	25,50
		15,5	6,5	3790	$1,1 . 10^{-4}$	$4,73 . 10^3$	20,50
	1100	13,4	5,9	3440	$1,2 . 10^{-4}$	$2,95 . 10^3$	24,00
		13,6	6,5	3790	$1,1 . 10^{-4}$	$3,23 . 10^3$	25,80
		13,5	5,3	3090	$1 . 10^{-4}$	$3,45 . 10^3$	21,60
		15,8	5,9	3440	$1,5 . 10^{-4}$	$3,53 . 10^3$	17,50
		15,8	6,5	3790	$1,4 . 10^{-4}$	$3,79 . 10^3$	19,30
		16	6,5	3790	$1,4 . 10^{-4}$	$3,85 . 10^3$	18,90
	900	13,4	6,5	3790	$1,4 . 10^{-4}$	$2,57 . 10^3$	26,7
		13,3	7,5	4375	$1,2 . 10^{-4}$	$2,91 . 10^3$	31,40
		14	6	3500	$1,4 . 10^{-4}$	$3 . 10^3$	22,70
		13,2	8	4670	$1,1 . 10^{-4}$	$3,24 . 10^3$	34,00
		14	6	3500	$1,6 . 10^{-4}$	$3,69 . 10^3$	22,70
		13,3	6,5	3790	$1,3 . 10^{-4}$	$2,54 . 10^3$	27,20

(Continuare tabelul. 1)

1	2	3	4	5	6	7	8
OLC 25	1000	15,4	7,5	4375	1,8 .10^{-4}	2,94.10^{3}	23,60
		13,3	6,5	3790	1,3 .10^{-4}	2,54.10^{3}	27,20
		16,3	9	5250	1,7 .10^{-4}	3,21.10^{3}	25,00
		15,4	7,5	4375	1,4 .10^{-4}	3,57.10^{3}	23,60
	1100	16	8	4670	1,3 .10^{-4}	4,23.10^{3}	23,20
		13,6	7	4080	1,4 .10^{-4}	2,57.10^{3}	28,00
		13,8	6	3500	1,2 .10^{-4}	3,08.10^{3}	23,30
		15,7	8	4670	1,6 .10^{-4}	3,38.10^{3}	24,10
		16	7,5	4375	1,3 .10^{-4}	4,22.10^{3}	21,80
		16	7	4080	1,2 .10^{-4}	4,50.10^{3}	20,30
	900	13,9	7	4080	1,6 .10^{-4}	2,25.10^{3}	26,90
		13,5	8	4670	1,4 .10^{-4}	2,43.10^{3}	32,60
		14,5	9	5250	1,6 .10^{-4}	2,63.10^{3}	31,80
		13,7	7	4080	0,9 .10^{-4}	4,1 .10^{3}	27,70
		13,7	6	3500	0,8 .10^{-4}	4,53.10^{3}	23,70
OLC 35	1000	13,5	9	5250	1,3 .10^{-4}	2,85.10^{3}	36,60
		14	9	5250	1,3 .10^{-4}	3.10^{3}	34,00
		15	8,5	4960	1,6 .10^{-4}	3,25.10^{3}	28,00
		14	7	4080	1.10^{-4}	4.10^{3}	26,70
	1100	16,5	10	5835	1,1 .10^{-4}	5,25.10^{3}	27,30
		13,8	7	4080	1,4 .10^{-4}	2,43.10^{3}	27,30
		13,8	7,5	4380	1,2 .10^{-4}	2,83.10^{3}	29,30
		14,8	8	4670	1,4 .10^{-4}	3,57.10^{3}	27,00
		16	10	5835	1,5 .10^{-4}	3,67.10^{3}	28,00
	900	13,9	6,5	3790	0,8 .10^{-4}	5.10^{3}	25,00
		14,6	9	5250	1,8 .10^{-4}	2,85.10^{3}	31,30
		13,5	7	4100	1.10^{-4}	3,3 .10^{3}	28,70
		13	5,5	3200	1.10^{-4}	3,7 .10^{3}	24,00
		16,2	8,5	4960	1,3 .10^{-4}	4,15.10^{3}	24,10
		16	9	5250	1.10^{-4}	5,5 .10^{3}	26,10
OLC 45	1000	13,5	8	4670	1,1 .10^{-4}	3,19.10^{3}	32,60
		15	9	5250	1,4 .10^{-4}	3,57.10^{3}	29,60
		15	8,5	4960	1,4 .10^{-4}	3,85.10^{3}	28,00
		14	8,5	4960	0,9 .10^{-4}	4.10^{3}	32,00
		13,5	7	4100	0,8 .10^{-4}	4,5 .10^{3}	28,70
	1100	15,8	9,5	5540	1,6 .10^{-4}	3,38.10^{3}	28,20
		13,7	8	4670	1.10^{-4}	3,9 .10^{3}	30,00
		16	8	4670	1 2 .10^{-4}	4,58.10^{3}	23,20
		13,8	6	3500	0 8 .10^{-4}	4,9 .10^{3}	23,50
		16,4	10	5835	1. 10^{-4}	5,5.10^{3}	27,50

traversare orizontală a rastrului osciloscopului, prin intermediul condensatorului C_2 conectat la osciloscop la bornele SY (semnal unic). În urma exploziei, pistonul (2) este puternic accelerat în jos, producînd deformarea epruvetei (6) şi deplasarea elastică a armăturii traductorului (4). Variaţia de capacitate a punţii capacitive (10) se introduce la bornele osciloscopului pentru amplitudinea pe verticală a spotului. Prin suprapunerea celor două deplasări ale spotului, cea orizontală comandată prin condensator şi cea verticală provocată de forţa de deformare, pe oscilogramă se pot pune în evidenţă forţa de deformare şi viteza de deformaţie, la o frecvenţă a osciloscopului capabil să pună în evidenţă atît fenomenul exploziei cît şi pe al deformaţiei. Frecvenţa osciloscopului se obţine prin tatonări la diverse trepte de frecvenţă; în cazul nostru s-a lucrat cu frecvenţa de 80 c/s şi o amplificare pe verticală de 0,3/30 dB. S-a determinat prin etalonare că la 1 mm amplitudine corespunde o forţă de deformare de 583,5 daN, iar pentru viteza de deformaţie s-a măsurat timpul t_e din figura 3, care împărţit la gradul impus de deformare (50%) dă viteza de deformaţie (s^{-1}). În mod schematic oscilograma unei încercări este reprezentată pe figura 3.

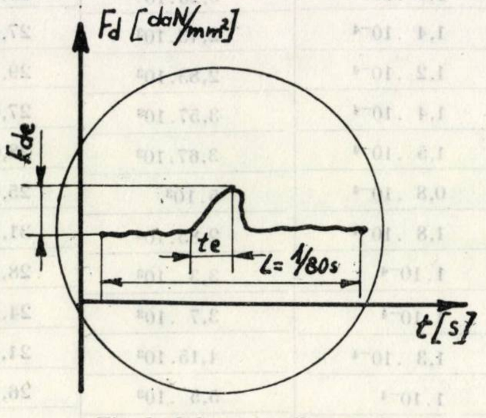


Fig. 3. Schema oscilogramei.

F — forţa de deformare efectivă corespunzătoare amplitudinii maxime
t_e — timpul efectiv al deformaţiei.

3. Rezultate experimentale

În baza datelor obţinute (tabelul 2), forţa specifică de refulare la cald se calculează cu relaţia simplă :

$$p_m = \frac{F_{de}}{A_e} \text{ [daN/mm}^2\text{]} \qquad (2)$$

unde :

F_{de} este forţa de deformare efectivă totală :

A_e — aria suprafeţei frontale a epruvetei după refulare (cu 50%).

Pentru evidenţierea mai clară a modului cum influenţează viteza de deformaţie forţa specifică de refulare la cald, în figura 4 se dau graficele trasate, în ordonată fiind logaritmul forţei specifice medii de refulare. Urmărind datele din tabelul 2 şi diagramele din figura 4, se observă că odată cu creşterea temperaturii

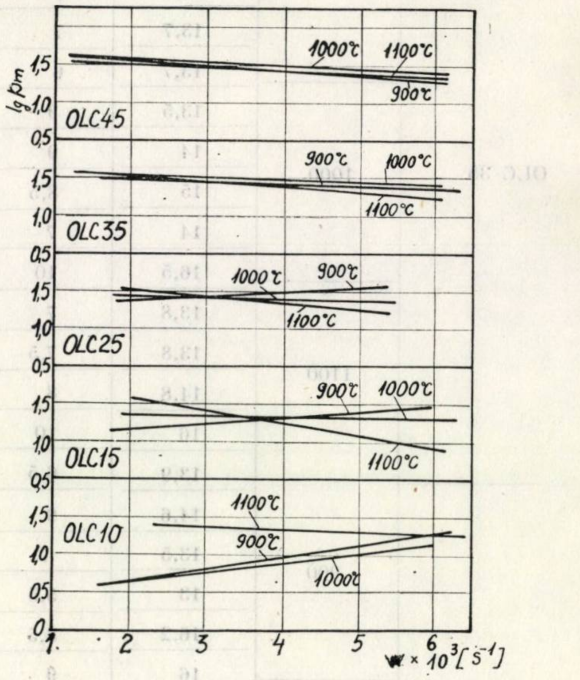


Fig. 4. Variaţia forţei specifice de refulare la diverse temperaturi de încercare în funcţie de viteza de deformaţie pentru oţelurile OCL 10, OCL 15, OCL 25, OLC 35, OLC 45

Tabelul 2

Marca	Compoziţia chimică (%)								
	C	Mn	*Si max*	*Pmax*	S	Cr	Ni	Cu	As
OLC 10	0,125	0,35—0,65	0,37	0,04	0,03	0,30	0,30	0,30	0,05
OLC 15	0,158	0,35—0,65	0,37	0,04	0,03	0,30	0,30	0,30	0,05
OLC 25	0,263	0,50—0,80	0,37	0,04	0,03	0,30	0,30	0,30	0,05
OLC 35	0,372	0,50—0,80	0,37	0,04	0,03	0,30	0,30	0,30	0,05
OLC 45	0,445	0,50—0,80	0,37	0,04	0,03	0,30	0,30	0,30	0,05

intensitatea ecruisării scade, la temperaturi înalte panta dreptelor fiind negativă. Pe de altă parte, cu creșterea vitezei de deformație influența acesteia asupra presiunii de refulare este mai sensibilă la oțelurile cu puțin carbon decît la cele cu mai mult carbon; pe grafic se pot vedea cum către OLC 45 diferențele presiunii specifice la diferite temperaturi devin din ce în ce mai mici, în conformitate și cu alte date din literatură [1,4]. Se observă că în gama vitezelor studiate ($2.10^3-5{,}5.10^3\ s^{-1}$) există un domeniu foarte îngust unde viteza își schimbă sensul influenței asupra presiunii de refulare, un domeniu critic peste care cu creșterea temperaturii rezistența la deformare scade cu creșterea vitezei de deformație, domeniu care are tendință de deplasare spre stînga cu creșterea procentului de carbon în oțel. Acest fenomen se datorează probabil scăderii coeficientului de frecare cu creșterea vitezei de deformație pe de o parte — dar în special datorită stării energetice a oțelului deformat cu mare viteză la temperaturi înalte. Scăderea presiunii de refulare la temperaturi înalte odată cu creșterea vitezei de deformație la grad constant de deformare, după ipoteza autorului, ar consta în următorul mecanism al echilibrului termic al piesei în procesul deformării: epruveta încălzită, la începutul deformării suferă două efecte termice principale simultane, unul de cedare a căldurii de la piesă la mediu și în contact cu sculele și al doilea de creștere a temperaturii datorită efectului termic al deformației plastice. Dacă efectul termic al deformației plastice este constant (grad de deformare constant, pe același material și în condiții identice de stare și de deformare), efectul de răcire al piesei este valabil și depinde în principal de timpul de deformație, parametru de care depinde și caracterul instantaneu al efectului deformării plastice. Raționamentul de mai sus, asociat cu scăderea coeficientului de frecare la viteze de deformație mari [9] explică diagramele din figura 4.

Legătura dintre presiunea de refulare la cald și viteza de deformație, în condițiile experimentale de mai sus, și în conformitate cu figura 4, se poate exprima ușor scriind expresia analitică a dreptelor obținute, care în coordonate reale reprezintă o dependență exponențială de forma:

$$p_m = C_1 \cdot e^{C_1 \cdot \varepsilon} \ [\mathrm{daN/mm^2}] \qquad (3)$$

unde:

p_m este presiunea medie de refulare [daN/mm²];

$\dot{\varepsilon}$ — viteza de deformație [s^{-1}];

C_1, C_2 — coeficienți experimentali.

Dacă aplicăm metoda celor mai mici pătrate [10] pentru aflarea coeficienților C_1 și C_2, ecuația (3) se scrie sub forma:

$$\lg p_m = \lg C_1 + (C_2 \cdot \lg e) \cdot \dot{\varepsilon} \qquad (4)$$

și considerînd că dreptele trec sigur prin punctul de coordonate medii aritmetice ale valorilor experimentale, după efectuarea calculelor, în cazul oțelurilor cercetate, pentru C_1 și C_2 au fost găsite valorile înscrise în tabelul 3.

Înlocuind valorile din tabelul 3 în ecuația (3), pentru oțelurile studiate, se obțin relațiile analitice de calcul pentru fiecare oțel în parte, relații care înglobează influența tuturor factorilor reali ai procesului deformării plastice prin refulare la cald.

Concluzii

Din cercetările efectuate se constată că și în cazul refulării la cald cu viteză mare determinarea presiunii de refulare reflectă în mod cuprinzător fenomenele care însoțesc procesul deformării plastice la cald.

Cercetările experimentale au scos în evidență faptul că deformabilitatea la cald a oțelurilor, prin parametrul de rezistență la deformare în condiții reale de deformare (presiune medie de refulare) este dependentă de natura oțelului, mai ales după procentul de carbon, și depinde sensibil de viteza de deformație.

În condiții reale de deformare rezistența la deformare este mult influențată de viteza de

Tabelul 3

T [°C]	OȚELUL									
	OLC 10		OLC 15		OLC 25		OLC 35		OLC 45	
	C_1	$C_2 \times 10^{-4}$	C_1	$C_2 \times 10^{-4}$	C_1	$C_2 \times 10^{-4}$	C_1	$C_2 \times 10^{-4}$	C_1	$C_2 \times 10^{-4}$
900	4,76	1,465	9,25	2,44	33,2	−0,481	36,4	−0,79	36,4	−0,798
1000	4,09	1,940	10,02	2,52	36,5	−1,065	45	−1,09	47,6	−1,210
1100	38,8	−1,37	31,90	−1,08	42,2	−1,660	40	−1,14	44	−1,130

deformaţie ; la temperaturi înalte presiunea medie de refulare creşte mai puţin cu creşterea vitezei. Pe măsura creşterii procentului de carbon în oţel, în condiţii constante de temperatură şi grad de deformare, se observă chiar o scădere a rezistenţei la deformare.

Pe baza rezultatelor obţinute s-au determinat relaţii analitice de calcul (3) pentru fiecare oţel cercetat în condiţii experimentale, relaţii care pot determina presiunea medie de refulare pentru orice viteză în gama de valori studiată ($2.10^3-5.10^3$).

BIBLIOGRAFIE

1. *Sokolov, L. D.* : Soprotivlenie metallov plasticescoi deformaţii, Metalurghizdat-Moskva-1963.

2. *Hacek, Vl.* : Influenţa condiţiilor de prelucrare la cald asupra proprietăţilor oţelurilor – P.M.D.P., R. S. România, nr. 12, 1969, p. 28–34.

3. *Sokolov, L. D.* : Povedenie metallov pri vîsokih scorostih deformaţii – Simpozion – Praga, 1966 (comunicare ştiinţifică).

4. *Zaikov, M. A.* : Termodinamiceskie osnovî proţessov uprocineniia stalei i splavov pri vîsocoscorostnoi goriacei ştampovke, Simpozion Praga, 1966 (comunicare ştiinţifică).

5. *Rossard, C., Blain, P.* : Recherches sur la déformation des aciers à chaud – IRSID, Franţa, A, nr. 174, 1957.

6. *Astahov, G.*, Cazimirovici E. : Consideraţii privind influenţa vitezei de deformaţie asupra unor parametri ai deformaţiei plastice. Rev. Metalurgia. R. S. România, nr. 2, 1970, p. 117–120.

7. *Bühler, H., Volmer, J.* : Curbe de rezistenţă la deformare – grad de deformare pentru grade de deformare şi viteză înaltă – MUPMDP – R. S. România vol. II, nr. 1, 1970, p. 11–15.

8. *Mălureanu, I.* : Cercetări experimentale asupra forţei specifice de refulare la cald a unor oţeluri cu conţinut redus de carbon în condiţii statice de deformare. Comunicare la sesiunea tehnico-ştiinţifică a Întreprinderii mecanice ,,Nicolina'' – Iaşi, 1974.

9. *Gubkin, S. I.* : Plasticescaia deformaţia metallov, Tom. III. Metalurghizdat, Moskva 1960.

10. *Rumşiski, Z. L.* : Prelucrarea matematică a datelor experimentale. Editura tehnică, Bucureşti, 1974.

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI'', organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la: Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30. ; sau 50.40.90 şi 50.50.25/interior 253. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, Sector 5, pentru revista ,,Construcţia de maşini''. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8
Tiparul: Întreprinderea poligrafică ,,Informaţia'', Bucureşti, str. Brezoianu nr. 24–25, c. 471

Taxele poştale plătite în numerar pentru anul, 1975 *conform aprobării C.P.T. nr.* 137/6332/1974.

41.042

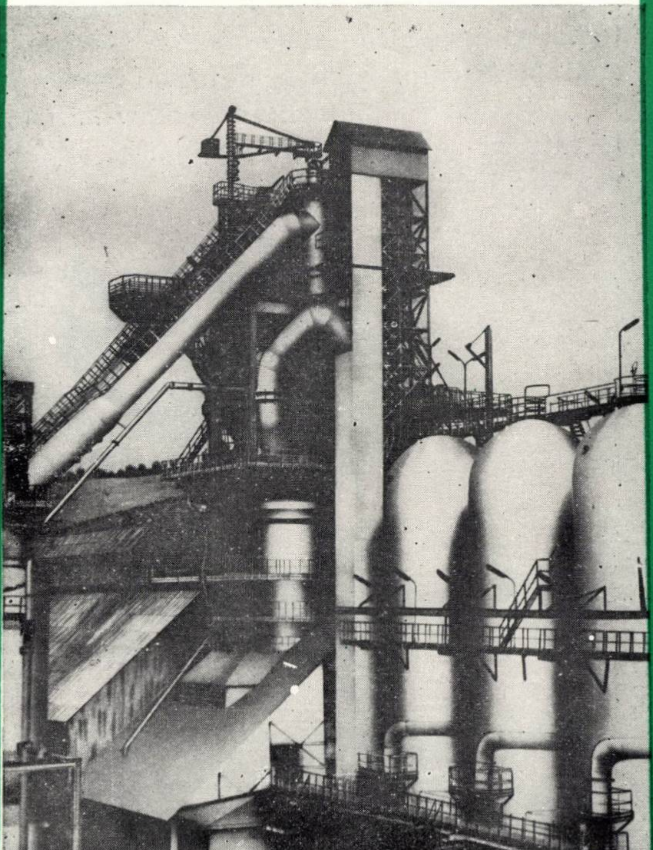
"UZINEXPORTIMPORT"
—Foreign Trade Company
BUCAREST

133,Victoriei Avenue; POB 2993;
Telex 011214; Telephone 50,25,35
Cable UZEXIM—BUCAREST.

uzinexportimport

întreprindere de comerț exterior

activity object of the foreign trade company uzinexportimport main products



A. *EXPORT activity*

1. Plants and complex installations for manufacturing equipment and products in the field of machine buildingg industry, electronics and electrical engineering, licences, patents of inventions and manufacturing technologies, supplies of C.K.D. for the above projects.
2. Vessels, boats, shipbuilding equipment and machinery, ship repairing.
3. Thermal power stations, heat and district-heating stations, hydro-electrical power stations, hydro-mechanical equipment, diesel power stations, individual machines and equipment for these stations as well as the respective spare parts.
4. Metallurgical plants and steel works, afferent individual equipment and machines and spare parts as well.
5. Installations for food industry such as: cold stores, ice making factories, grain mills, grain silos, meat, fruit and milk processing lines, bread making factories as well as spare parts.
6. Technological lines for cement manufacture, individual machinery and equipment and spare parts as well.
7. Studies, engineering, know-how, technologies for the said production lines, erection works, technical assistance, training and other services in connection with the said lines and plants.

B. *IMPORT activity*

1. Plants and complex installations for the machine building industry.
2. Equipment for boilers and turbines.
3. Equipment for metal surface protection.
4. Complex installations for the food industry, research sector and municipalities.
5. Vessels, boats, shipbuilding equipment and machinery including the imports for the Romanian shipbuilding industry.
6. Parts of installations and equipment for cement lines.
7. Engineering, licences, technical assistance and training for the above projects.

UZINEXPORTIMPORT
ROMANIA

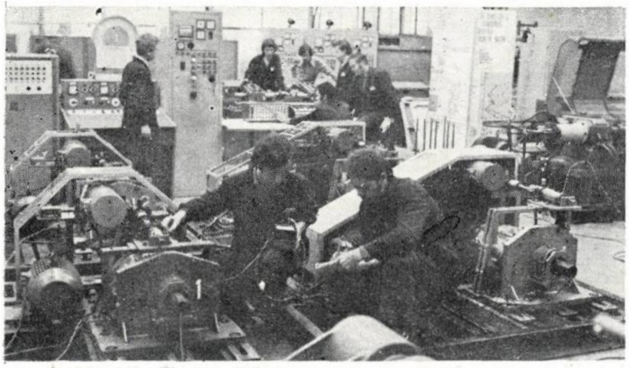
Institutul
de cercetări si proiectări tehnologice *pentru industria construcţiilor de maşini*

Şos. Olteniţei 105, sector 5, Bucureşti
telefon : 83 21 70 —— telex : 11798

ACTIVITATI

- Cercetări şi experimentări de procedee tehnologice noi pentru industria constructoare de maşini
- Proiectarea de tehnologii pentru piese, subansambluri sau produse, inclusiv proiectarea maşinilor speciale, a liniilor, a dispozitivelor şi a sculelor aferente
- Execuţie de echipamente tehnologice proiectate şi asistenţă tehnică pentru punerea lor în funcţiune

Laboratorul de organe de maşini



Laboratorul de acţionări hidraulice

ICPTCM

Vedere parţială din baza de execuţie
Sectorul prelucrări mecanice

PENTRU URMATOARELE DOMENII DE ACTIVITATI PRINCIPALE :

- Prelucrări mecanice prin aşchiere
- Prelucrări prin tehnologii neconvenţionale (electroeroziune, electrochimie, laser, fascicul de electroni etc.)
- Stanţare şi deformări plastice la rece
- Acoperiri galvanice şi vopsire
- Montaj mecanizat şi automatizat
- Control de calitate, fiabilitate
- Standuri de probe
- Acţionări hidraulice şi pneumatice, sisteme, elemente, logică fluidică, roboţi etc.
- Organe de maşini de uz general (angrenaje, mecanisme, materiale noi, frecare, ungere, vibraţii)
- Organizarea proceselor de fabricaţie în atelierele de prelucrări şi montaj
- Codificarea informaţiilor pentru prelucrarea automată a datelor
- Balanţarea capacităţilor de producţie
- Planificare, programare, urmărire a producţiei
- Tehnologii tipizate şi normative de timp

Hüller

De la planificare pînă la piesa finită

Hüller găsește soluția pentru orice problemă privind finisarea. Utilizați vasta noastră experiență și cunoștințele noastre multiple în construcția mașinilor-unelte.

Pentru serii mari :

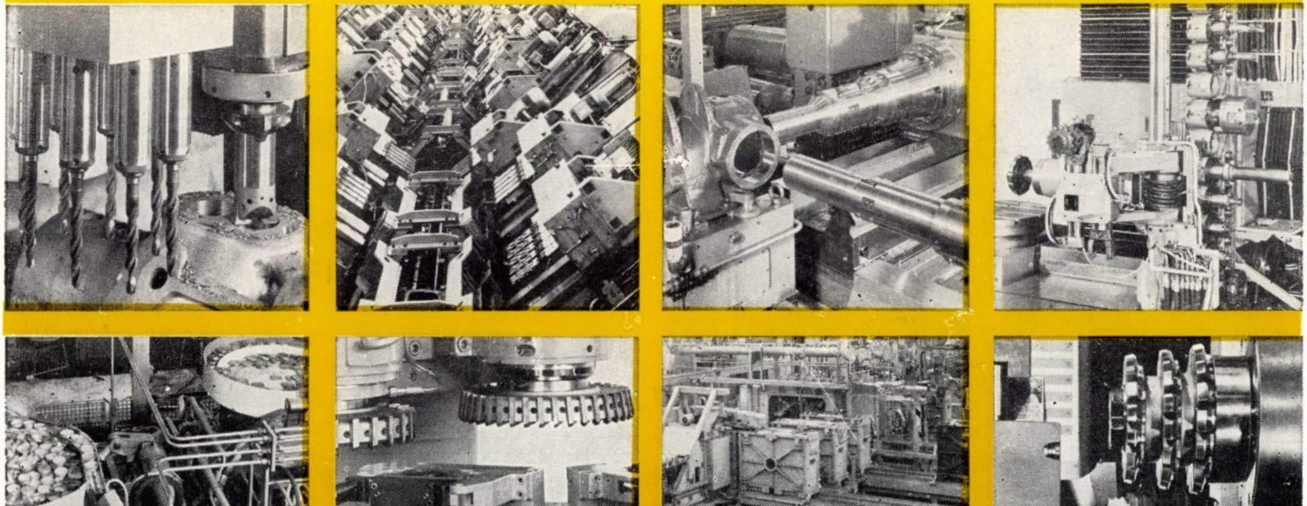
căi de transfer,
mașini speciale,
mașini pentru montaje,
căi de montaj
asamblate din unități de construcție normate.

Pentru serii mici și mijlocii :

centre de prelucrare comandate numeric,
mașini standard.

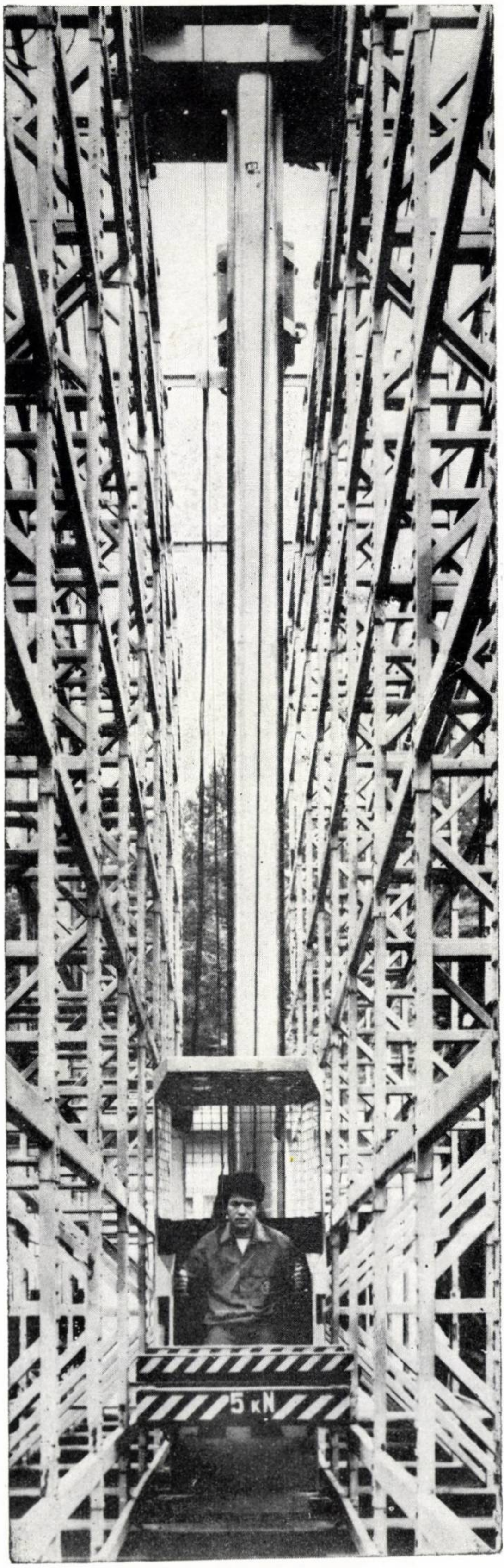
Karl Hüller GmbH Fabrică de mașini-unelte
D-7140 Ludwigsburg NRF
Căsuța poștală 540
R.F.G.

Biroul technic de legătură
Firma COMEX, București, Str. Brezoianu 38, tel. : 13 78 56



balkancar

TRADIȚIE ȘI CONTEMPORANEITATE



Ce avantaje vă oferă tehnica contemporană de depozitare? Faceți cunoștință cu posibilitățile mașinilor pentru aranjat stelaje

balkancar

și veți găsi răspuns la această întrebare

Înălțime de ridicare: 8—12 metri
Lărgimea coridorului de lucru: 900—1700 mm

Exportator:

BALKANCARIMPEX
Bulgaria, Sofia, Str. Alabin 56
Telex 022386

REPREZENTANȚA COMERCIALĂ BULGARĂ
București, str. Galați 32
Telefon 11.20.87.

PUBLICOM

Noul laminor tandem la rece, cu şase montanţi, al societăţii Rasselstein are o viteză de 2400 metri/minut...

...şi cu rulmenţi Timken pe valţurile de lucru.

Societatea Rasselstein AG a sporit capacitatea de producţie la Andernach, în R. F. Germania, prin instalarea primului laminor tandem la rece, cu şase montanţi, din Europa. Această nouă uzină constituie cel mai complet automatizat laminor la rece din lume.

Laminorul a intrat în funcţiune la începutul anului 1972, producînd tablă de oţel subţire şi tablă de cositor. Capacitatea maximă de debobinare este de 46 tone. Viteza maximă de 2400 metri pe minut face din această instalaţie una din cele mai rapide laminoare din lume.

Pentru echiparea valţurilor de lucru, cu un diametru de 615 mm, ai agregatului, Societatea Rasselstein a specificat rulmenţi cu patru rînduri de role conice şi cu alezaj cilindric. Rulmenţii Timken au fost aleşi fiindcă experientă a arătat că ei dau cea mai bună performanţă de durată infinită.

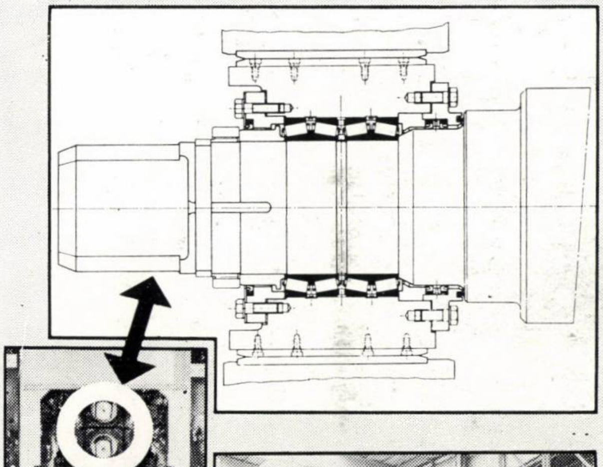
« **Datorită calităţii lor superioare, rulmenţii Timken, sînt ideali pentru laminare de mare viteză.**»

Societatea Timken invită constructori şi utilizatori de laminoare să intre în legătură cu birourile sale pentru a obţine îndrumări competente cu privire la laminoare de *orice* configuraţie.

Oferim 75 de ani de experienţă în materie de rulmenţi cu role conice, precum şi selecţia cea mai completă din lume de rulmenţi cu role conice de înaltă calitate. Ne va face plăcere să primim cereri de informaţii dela dumneavoastră.

Pentru amănunte suplimentare, inclusiv o analiză a aplicaţiilor dumneavoastră ale rulmenţilor pentru laminoare — scrieţi la « Service des Etudes-Application », la adresa mai jos.

Timken France — sucursala societăţii The Timken Company, B.P. 191, 68003 — Colmar, France.



Rulmenţii Timken se vînd în 133 de ţări. Se fabrică în Franţa, Africa de Sud, Australia, Brazilia, Canada, Marea Britanie şi U.S.A.

TIMKEN®

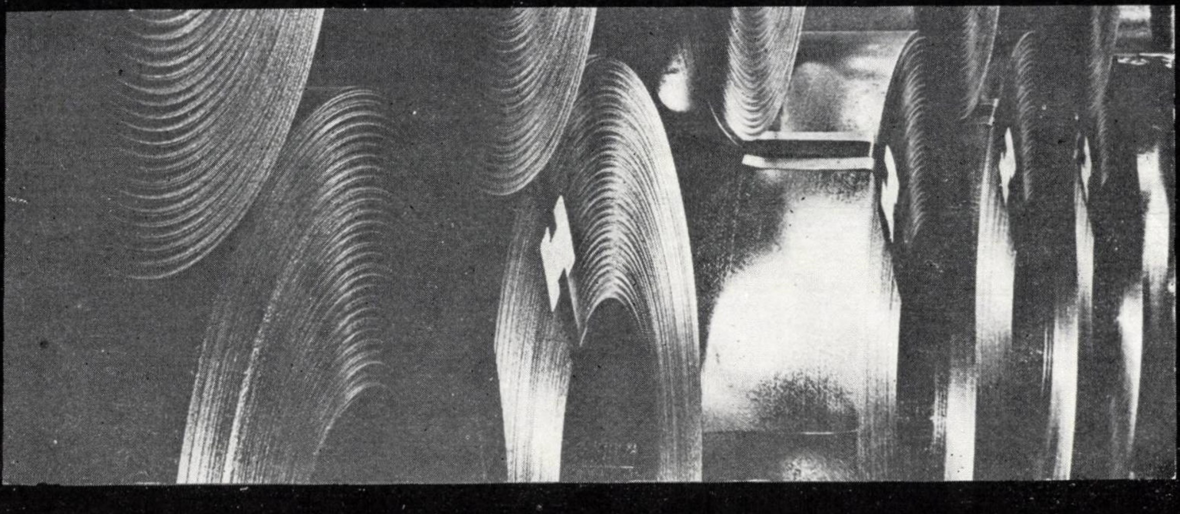
MARCA DEPUSĂ

RULMENTI CU ROLE CONICE

acier steel acero aço сталь acciaio
acero aço сталь acciaio stahl acier steel acero aço
acero aço сталь acciaio stahl acier steel acero aço сталь
сталь acciaio stahl acier steel acero aço сталь
acciaio stahl acier steel acero aço сталь
stahl acier steel acero aço сталь
acier steel acero aço сталь acciaio
acero aço сталь
acciaio

ITALSIDER

laminate plate la cald, la rece și protejate - țevi de oțel sudate de diametru mediu și mare - bare și profilate la cald - grinzi și profile sudate - armament și macaze cale ferată - boghie și material rulant - piese turnate și forjate



laminate plate zincate Sendzimir

cu suprafata și strălucire
normală, redusă sau lustruită

benzi late pînă la 1500 mm
benzi înguste
laminate plane și striate

calitatea protejării, înalta rezistență la coroziune, apte pentru prelucrari mecanice, uşurință la imbinare

oțelul produs de Italsider este vîndut de către

SIDEREXPORT s.p.a.
via XII Ottobre, 2
16121 Genova - Italia
telefon (010) 54.94
telex 27.202 Siderexp

rețea de vînzare periferica în întreaga lume

Grupul
Finsider

PUBLICOM

ABONATI-VA
LA REVISTA

CONSTRUCTIA DE MAŞINI

TÎRGUL DE LA LEIPZIG

REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ
14-21.III.1976

DEOSEBIT DE INTERESANT PENTRU DV!

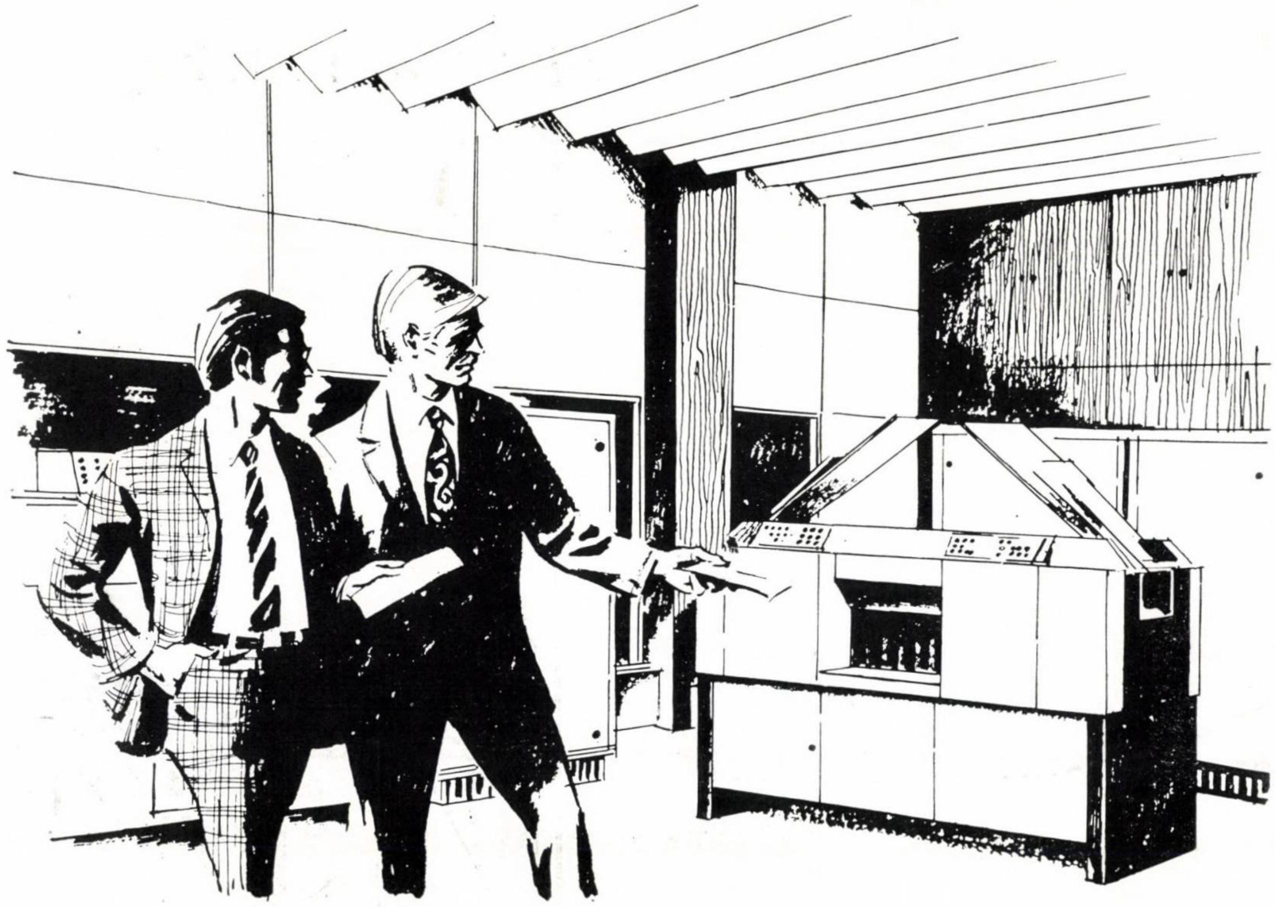
Firme de frunte din circa 15 ţări oferă maşini unelte pentru procedee speciale de finisare. Se negociază mijloace pentru realizarea unei producţii raţionale. Prezentarea maşinilor şi conferinţele tehnice vă explică folosirea efectivă a maşinilor speciale. Se dau consultaţii pentru clienţi şi informaţii asupra aplicării noilor realizări şi soluţionării problemelor.

Informaţii de călătorie şi permise de tîrg puteţi obţine dv. şi grupele de experţi prin O. N. T. -Carpaţi sau prin Secţia Comercială de pe lîngă Ambasada R. D. Germane în R. S. România, Calea Dorobanţilor 14, Bucureşti.

Publicom

ILKA

CONDIȚIONAREA AERULUI ȘI FRIGOTEHNICA
AȘA CUM TREBUIE SĂ FIE !



CÎND SPECIALIȘTII ÎN CALCULATOARE DISCUTĂ ,

Atunci se vor auzi desigur și cuvinte de laudă despre calitățile funcționale ale modernelor noastre instalații de climatizare ILKA.
Și pe bună dreptate, deoarece instalațiile noastre de climatizare ILKA creează în primul rînd premisele pentru buna funcționare a calculatorului, asigurînd aerului umiditate relativă necesară, precum și temperatura și puritatea indicată pentru centrele de calcul. Cu seria noastră KGS 1...4, vă livrăm instalațiile de climatizare fiabile pe care le căutați, cu un aport de aer de 600 pînă la 25000 m^3 și cu o capacitate frigorifică de 2000 pînă la 70000 kcal/h, în execuție cu răcire directă sau indirectă

ILKA

VEB Kombinat
Luft. - und Kältetechnik
DDR 608 Dresden

Exportator :

TechnoCommerz
DDR-108 Berlin, GmbH
Johannes — Dieckman — Strasse 11/13

Secția comercială a Ambasadei R.D.G. în R.S.România TKB TC
București, Drumul Taberei, Aleea Compozitorilor 13, Scara 1

PUBLICOM

MACHINOEXPORT

BULGARIE

Ferăstrău mecanic
ON - 163 - 01

Exportator :

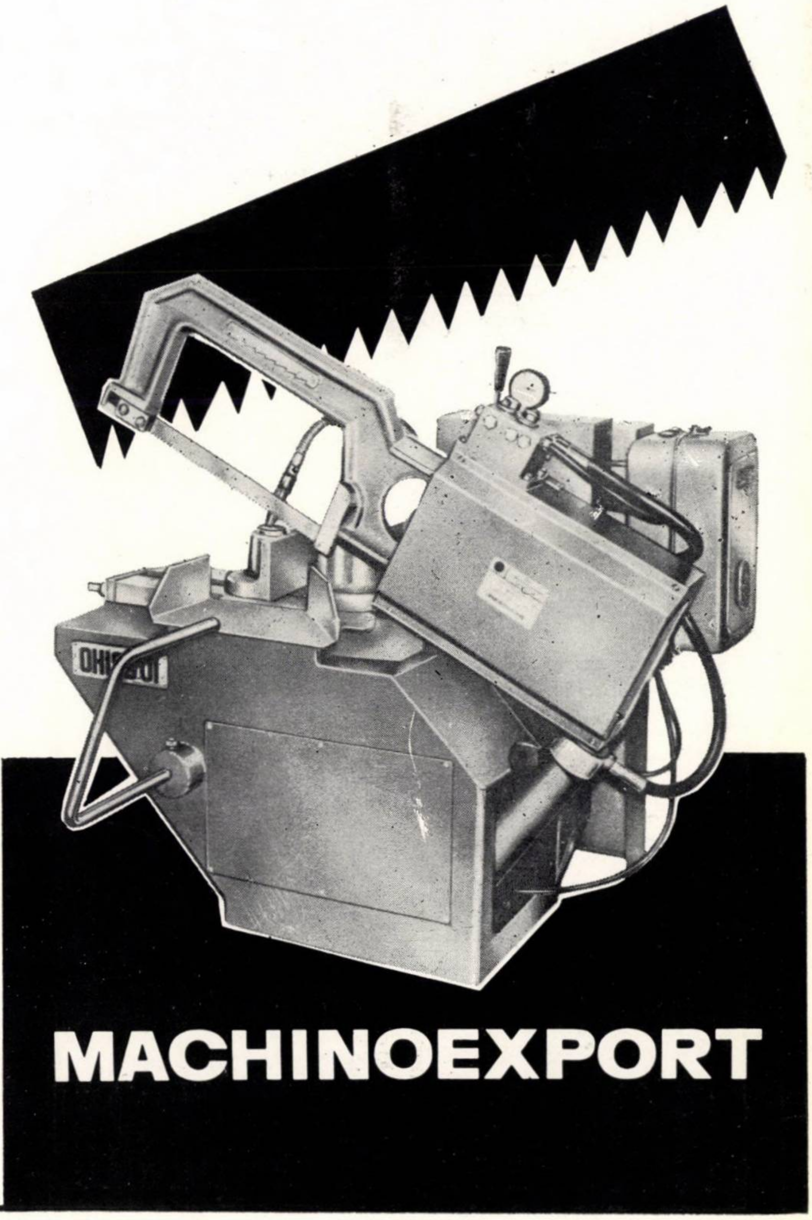
MACHINOEXPORT — S.A.R.L.
Sofia, str. Aksakov nr. 5
Tel : 88.53.21
Telex : 22—425
Telegrame : MACHINOEXPORT — Sofia

Ferăstrăul mecanic ON — 163 — 01 se folosește la tăierea profilurilor rotunde, drepte și corniere în metale feroase și neferoase, în cele mai obișnuite dimensiuni. Poate executa tăieturi oblice pînă la 45°. Transmisia complet mecanizată îndeplinește toate mișcările de lucru și avans.

ON—163—01 este o mașină ieftină și de greutate redusă și se poate folosi oriunde este nevoie de operații de tăiere, deoarece se manevrează foarte ușor. Se recomandă în special pentru utilizarea în întreprinderi mici, ateliere etc.

Caracteristici tehnice :

1 Secțiunea maximă de tăiere :	
— rotundă	Ø 170 mm
— pătrată	150×150 mm
2. Secțiunea maximă de tăiere sub 45°	Ø 110 mm
3. Lungimea ferăstrăului	350 mm
4. Cursa pînzei	100 mm
5. Numărul de curse duble ale pînzei	160 curse duble/min
6. Puterea motorului electric principal	0,75 KW
7. Greutatea totală	300 kg

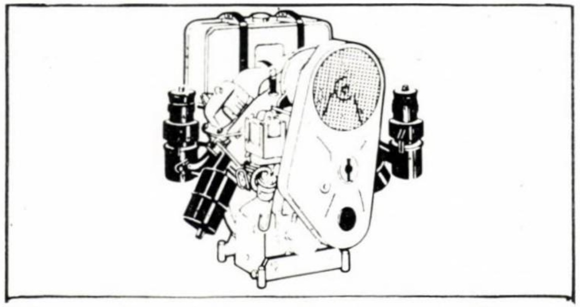


MACHINOEXPORT

PUBLICOM

Motoarele diesel IFA din Republica Democrată Germană sînt fiabile, puternice și economice și în consecință vă rezolvă și dv. orice probleme în legătură cu acționarea. De foarte multă vreme ele se bucură de un prestigiu mondial, datorită funcționării lor eficace, duratei lungi de viață, cheltuielilor reduse pentru întreținere și reparații, mersului silențios, poluării reduse cu gaze arse și unei foarte ușoare schimbări a pieselor. Motoarele diesel IFA se utilizează cu precădere în domeniul de putere de la 7 pînă la 190 CP în construcția de autovehicule, în industrie, în construcția navală și în cea de agregate, în agricultură, în construcții și în gospodărirea apelor. Voluminosul nostru program de fabricație, cu numeroasele sale execuții speciale, vă livrează și dv. motorul pe care-l căutați. Scrieți-ne, cereți-ne ofertă, vă lămurim cu plăcere.

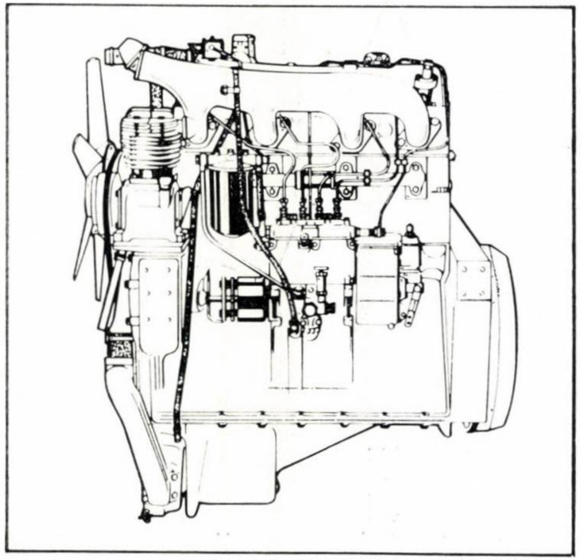
IFA DIESEL MOTOREN



Motor diesel în 4 timpi cu 2 cilindri
2 VD 8/8-2 (răcire cu aer)

Puterea continuă Pe II (TGL 8346)
15 CP, 17 CP SAE, 11 kW
Turația 3000 rot/min

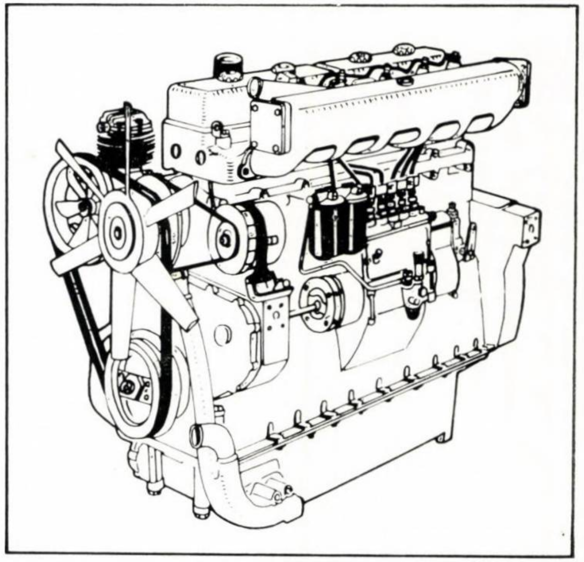
VEB Motorenwerk Cunewalde



Motor diesel în 4 timpi cu 4 cilindri
4 VD 14,5/12-1 SRW (răcire cu apă)

— Puterea maximă PeH (TGL 8346)
125 CP, 135 CP SAE, 92 kW
Turația 2300 rot/min

VEB IFA Motorenwerke Nordhausen



Motor diesel în 4 timpi cu 6 cilindri
6 VD 14,5/12-1 SRW (răcire cu apă)

Puterea maximă PeH (TGL 8346)
190 CP, 210 CP SAE, 139,8 kW
Turația 2300 rot/min

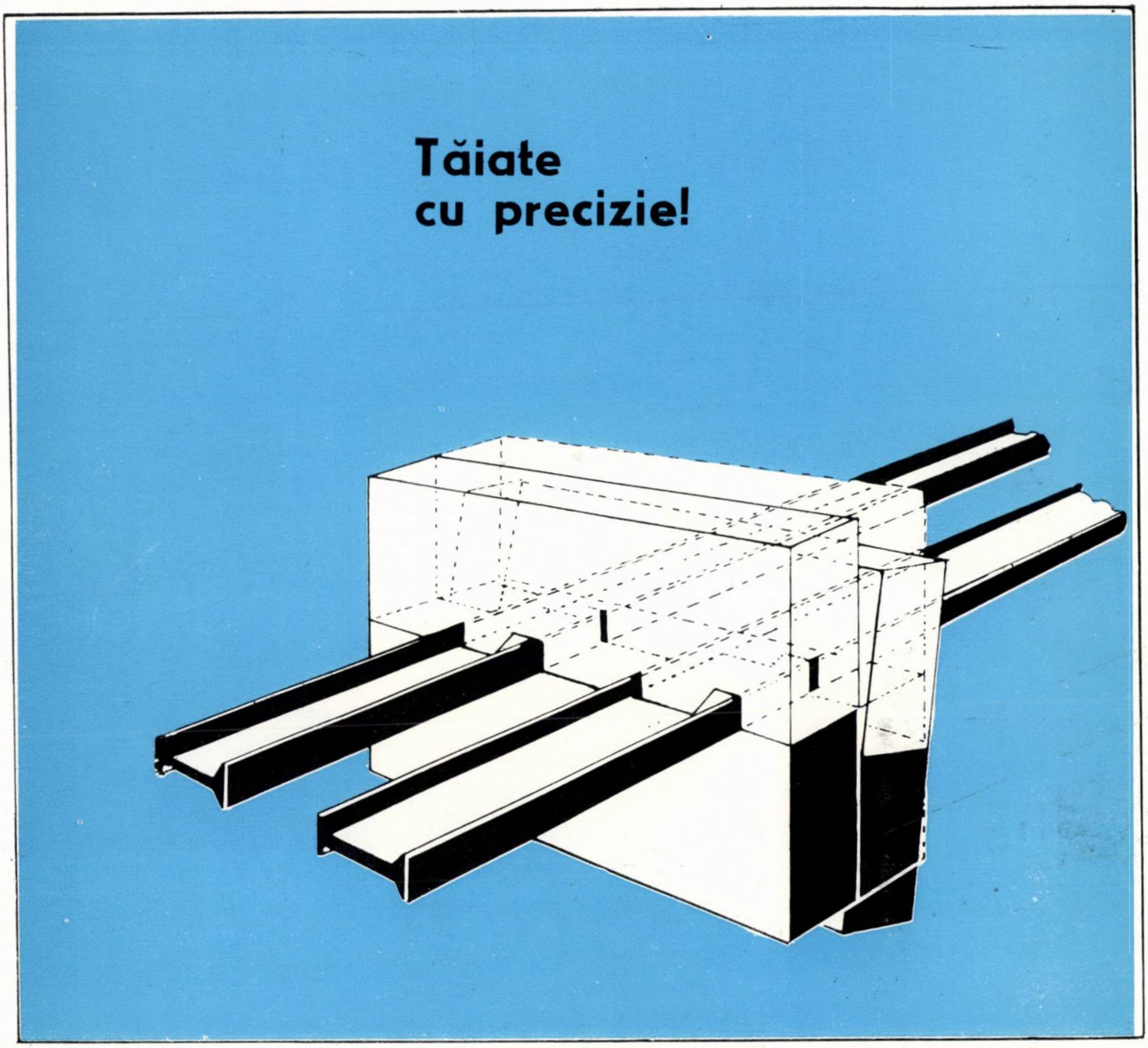
VEB Dieselmotorenwerk Schönebeck

DEWAG DRESDEN

Exportator:
TechnoCommerz GmbH
DDR – 108 BERLIN,
JOHANNES-DIECKMANN-STRASSE 11–13
DEUTSCHE DEMOKRATISCHE REPUBLIK

Secția comercială a Ambasadei R. D. G.
în R. S. România TKB TC
Bucureşti - Drumul Taberei
Aleea Compozitorilor 13, scara 1

PUBLICOM

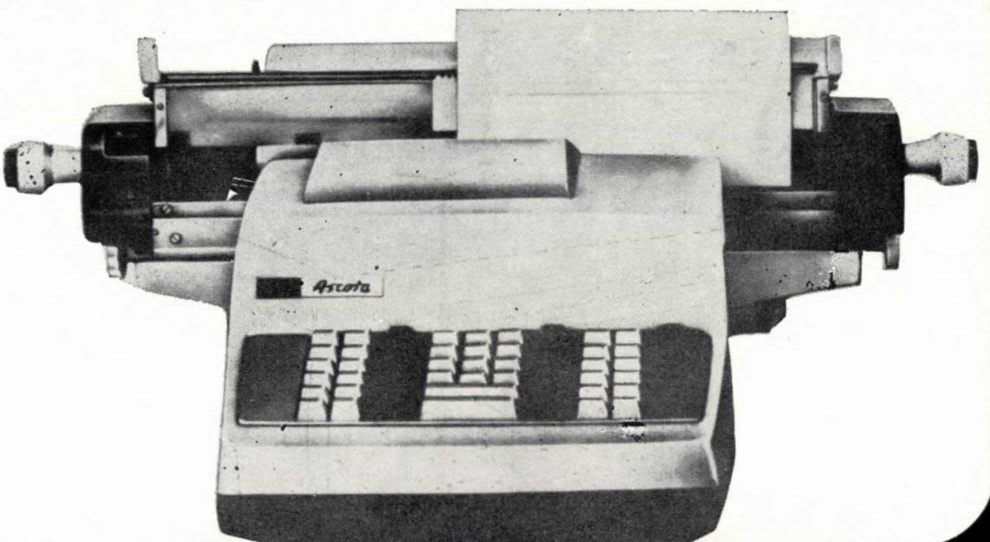


Astfel sună aprecierea experţilor care s-au convins de calitatea tăierii cu foarfecele noastre pentru oţel profilat. Sînt foarte robuste şi adaptate regimului sever de la laminoare. Aceste utilaje execută tăierea oţelurilor profilate şi a oţelurilor în bare, fără deformări şi fără bavuri. Debitarea profilelor dublu T şi U are loc la un unghi de circa 45° faţă de pereţii laminatului, în timp ce oţelurile în bară pot fi debitate şi perpendicular.

SKET

Exporteur: INVEST EXPORT
Volkseigener Außenhandelsbetrieb der Deutschen Demokratischen Republik
DDR – 108 Berlin, Johannes-Dieckmann-Straße 7-9

PUBLICOM



daro

1353

SE POATE FOLOSI RAŢIONAL ORIUNDE TREBUIE O EVIDENŢĂ CONTABILĂ

şi la evaluarea rapidă a datelor. Pentru decizii bine fondate în economie "DARO 1353", automat de contabilizare de mare randament produce suporturi de date citibile cu maşina sub forma - atît de avantajoasă - a benzilor perforate. Datele pot fi prelucrate pe loc, la centru, din cele mai diferite criterii, cu un aparat electronic. Combinarea operaţiilor de contabilizare, calcul şi perforare într-un singur proces de lucru reduce sensibil timpul unei înregistrări descentralizate. Solicitaţi informaţii amănunţite.

Se livrează cu 2, 4 sau 6 dispozitive de soldare, cu o capacitate de înregistrare şi calcul de 12/12 poziţii. Indeplineşte automat numeroase funcţii cu ajutorul unui tambur de comandă şi a benzii cu program. Dispozitivul de control al cifrelor elimină orice greşeală la introducerea datelor. Viteza de perforare este de 50 semne/s. Prin codificări variabile ale benzii perforate în sistemele de 5-8 canale, aparatul este compatibil cu orice aparat de prelucrare electronică a datelor.

Büromaschinen-Export
GmbH Berlin
DDR - 108 Berlin
Friedrichstrasse 61
Deutsche Demokratische
Republik

bme

PUBLICOM

CONSTRUCTIA
DE MASINI

ABONATI-VA

LA REVISTA

CONSTRUCȚIA
DE
MAȘINI

19 MAR 1976